



Universidad
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Mecánica

PROYECTO FIN DE CARRERA

MODELADO Y SIMULACIÓN DE MECANISMOS CON MSC.ADAMS. APLICACIÓN A SISTEMAS DE RODAMIENTO

Autor: **Carlos Tarancón Ollero**

Tutor: **Higinio Rubio Alonso**

Leganés, junio de 2011

Título: MODELADO Y SIMULACIÓN DE MECANISMOS CON MSC.ADAMS. APLICACIÓN A SISTEMAS DE RODAMIENTO

Autor: Carlos Tarancón Ollero

Director: Higinio Rubio Alonso

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día __ de _____ de 20__ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

Agradecimientos

En primer lugar quiero dar las gracias a mis padres, por su ayuda y apoyo, por su esfuerzo y dedicación, por su paciencia infinita. Porque sin ellos esto no habría sido posible.

A mi hermano Edu, por ayudarme en mis decisiones desde su experiencia, por hacerme mejor persona y porque siempre ha sido y será una referencia para mí.

A mi novia Rosalía, por hacerme sentir importante, por ser mi apoyo en los momentos difíciles y por tener siempre una sonrisa para mí.

A mis compañeros y amigos por hacerme estos años más fáciles y por todos los buenos momentos vividos.

Y, por último, a mi tutor Higinio por las largas horas de trabajo en su despacho, por los buenos momentos pasados con sus chistes malos y porque con él he aprendido.

A todos vosotros, muchas gracias.

Resumen

El presente proyecto trata, como objetivo principal, el modelado y simulación de sistemas de rodamiento empleando el software MSC.Adams.

Para la consecución del objetivo principal se ha realizado el análisis cinemático de un rodamiento genérico de anillo exterior fijo y establecimiento de las condiciones que regirán nuestros modelos de rodamiento. También se ha realizado un análisis dinámico de rodamientos de bolas y de rodillos bajo carga radial, presentando las distintas metodologías de cálculo de la distribución de carga.

Se realiza el modelado y posterior simulación de modelos multi-cuerpo de rodamiento, uno de 3 bolas de dimensiones libres y otro de 9 bolas de medidas normalizadas (SKF 6206).

Por último, se efectúa la comparativa de los resultados obtenidos de las diversas simulaciones realizadas con los dos modelos de rodamiento.

Palabras clave: Rodamiento, cinemática, dinámica, modelado, simulación.

Abstract

The current project is about bearing systems modelling and simulation using MSC.Adams software as the main objective.

To achieve this main objective, it has been carried out kinematic bearing analysis with generic fixed outer ring bearing and establishes conditions that will govern our bearing models. It has been also performed a ball and roller bearings dynamic analysis under radial load, reflecting different methods to calculate load distribution.

It has been performed a modelling of multi-body bearing models and its simulation, one of them with 3 balls and other with 9 balls (SKF 6206).

Finally, it has been compared results of various simulations with both bearing models.

Keywords: bearing, kinematic, dynamic, modeling, simulation.

Índice general

CAPÍTULO I

MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS.....	- 1 -
1.1. ÁMBITO.....	- 2 -
1.2. OBJETIVOS.	- 4 -
1.3. FASES DE DESARROLLO.....	- 6 -
1.4. ESTRUCTURA DE LA MEMORIA.....	- 8 -

CAPÍTULO II

INTRODUCCIÓN A LOS RODAMIENTOS.....	- 11 -
2.1. LOS RODAMIENTOS A LO LARGO DE LA HISTORIA.....	- 12 -
2.2. RODAMIENTOS EN LA ACTUALIDAD.	- 14 -
2.3. ELEMENTOS Y PARÁMETROS PRINCIPALES DE UN RODAMIENTO.....	- 15 -
2.4. TIPOS DE RODAMIENTOS.	- 16 -
2.4.1. Clasificación de los rodamientos según la carga que transmiten.	- 16 -
2.4.1.1. Solicitación a carga radial.	- 17 -
2.4.1.2. Solicitación a carga axial.....	- 18 -
2.4.1.3. Capacidad de carga radial y axial combinada.	- 18 -
2.4.2. Alineación total de los rodamientos.	- 19 -
2.4.3. Clasificación de los rodamientos según sus elementos rodantes.	- 20 -
2.4.3.1. <i>Rodamientos rígidos de bolas.</i>	- 22 -
2.4.3.2. Rodamientos de bolas de contacto angular.....	- 23 -
2.4.3.3. Rodamientos con cuatro caminos de rodadura.	- 24 -
2.4.3.4. Rodamientos oscilantes de bolas.....	- 25 -
2.4.3.5 Rodamientos de rodillos cilíndricos.....	- 26 -
2.4.3.6. Rodamientos de agujas.	- 27 -
2.4.3.7. Rodamiento de rodillos cónicos.....	- 27 -
2.4.3.8. Rodamientos oscilantes de rodillos.....	- 28 -
2.4.3.9. Rodamientos axiales de bolas.....	- 30 -
2.4.3.10. Rodamientos axiales de bolas de contacto angular.....	- 31 -
2.4.3.11. Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos.....	- 31 -
2.4.3.12. Rodamientos axiales de rodillos cónicos.....	- 32 -
2.4.4. Comparación de los diferentes tipos.....	- 33 -
2.4.5. Normalización de los rodamientos.....	- 34 -

CAPÍTULO III

CINEMÁTICA Y DINÁMICA DE LOS RODAMIENTOS..... - 39 -

3.1. CINEMÁTICA DE UN RODAMIENTO.	- 40 -
3.1.1. Particularización de las ecuaciones a nuestro rodamiento.	- 43 -
3.2. DINÁMICA DE UN RODAMIENTO DE BOLAS Y RODILLOS.	- 47 -
3.2.1. Rodamientos de bolas y rodillos bajo carga radial.....	- 47 -
3.2.2. Métodos analíticos del cálculo dinámico de rodamientos de bolas y rodillos.	- 55 -
3.2.2.1. Métodos de cálculo de carga máxima y distribución de carga en rodamientos de bolas.....	- 55 -
3.2.2.2. Métodos de cálculo de carga máxima y distribución de carga en rodamientos de rodillos.....	- 62 -
3.2.3. Desplazamiento radial en rodamientos con anillos rígidos.	- 67 -

CAPÍTULO IV

MODELADO DE LOS RODAMIENTOS EN MSC ADAMS/VIEW - 71 -

4.1. SELECCIÓN DEL RODAMIENTO MODELADO.	- 72 -
4.2. ESQUEMAS Y DIMENSIONES DE LOS RODAMIENTOS.	- 76 -
4.3. INICIO DE ADAMS/VIEW, UNIDADES Y GRAVEDAD.	- 78 -
4.4. CREACIÓN DEL ARO EXTERNO FIJO.....	- 79 -
4.4.1. Aro externo del rodamiento de 3 bolas.....	- 79 -
4.4.2. Aro externo del rodamiento de 9 bolas.....	- 82 -
4.5. CREACIÓN DE LAS BOLAS.	- 83 -
4.6. CREACIÓN DEL ROTOR.	- 85 -
4.6.1. Rotor del rodamiento de 3 bolas.....	- 85 -
4.6.2. Rotor del rodamiento de 9 bolas.....	- 87 -
4.7. CREACIÓN DE LOS MUELLES.	- 90 -
4.8. CREACIÓN DE LAS JUNTAS.	- 93 -
4.9. CREACIÓN DE CONTACTOS.....	- 94 -
4.10. CREACIÓN DEL PAR DE ROTACIÓN.....	- 96 -
4.11. VERIFICACIÓN DE LOS MODELOS.....	- 97 -

CAPÍTULO V

DISEÑO DE SIMULACIONES Y PARÁMETROS DE SIMULACIÓN - 99 -

5.1. SIMULACIÓN DE LOS MODELOS. PARÁMETROS DE LA SIMULACIÓN.	- 100 -
5.2. DISEÑO DE LAS SIMULACIONES.....	- 100 -

CAPÍTULO VI

ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS RODAMIENTO DE TRES BOLAS.... - 109 -

6.1. ANÁLISIS DE RESULTADOS DEL MODELO CON FRICCIÓN DE COULOMB.....	- 110 -
6.1.1. $K = 50 \text{ N/m}$	- 110 -
6.1.2. $K = 75 \text{ N/m}$	- 111 -
6.1.3. $K = 100 \text{ N/m}$	- 114 -
6.1.4. $K = 125 \text{ N/m}$	- 116 -
6.1.5. $K = 150 \text{ N/m}$	- 117 -
6.1.6. $K = 175 \text{ N/m}$	- 120 -
6.1.7. $K = 200 \text{ N/m}$	- 122 -

6.2. COMPARACIÓN DE RESULTADOS DEL MODELO CON FRICCIÓN DE COULOMB.	- 124 -
6.2.1. Velocidad de estabilización.	- 124 -
6.2.2. Tiempo de establecimiento.....	- 126 -
6.2.3. Velocidad de deslizamiento.....	- 127 -
6.3. ANÁLISIS DE RESULTADOS DEL MODELO CON FRICCIÓN EN LAS JUNTAS DE ROTACIÓN..	- 140 -
6.3.1. Velocidad de deslizamiento.....	- 143 -
6.4. ANÁLISIS DE RESULTADOS DEL MODELO CON FRICCIÓN EN LOS CONTACTOS.....	- 146 -
6.4.1. Velocidad de deslizamiento.....	- 147 -
6.5. COMPARACIÓN DE LAS VELOCIDADES DE ESTABILIZACIÓN.....	- 150 -
6.6. COMPARACIÓN DE VELOCIDAD DE DESLIZAMIENTO.	- 150 -
 CAPÍTULO VII	
SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DEL RODAMIENTO DE NUEVE BOLAS....	- 153 -
7.1. ANÁLISIS DE RESULTADOS DEL MODELO CON FRICCIÓN DE COULOMB.	- 154 -
7.2. ANÁLISIS DE RESULTADOS DEL MODELO CON FRICCIÓN EN LOS CONTACTOS.....	- 156 -
7.3. ANÁLISIS DE RESULTADOS DEL MODELO CON FRICCIÓN EN LAS JUNTAS.....	- 158 -
 CAPÍTULO VIII	
CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....	- 161 -
8.1. CONCLUSIONES.	- 162 -
8.2. TRABAJOS FUTUROS.....	- 164 -
 CAPÍTULO IX	
PRESUPUESTO	- 165 -
 BIBLIOGRAFÍA	- 171 -
 ANEXO A	
MANUAL DE MSC ADAMS/VIEW	- 175 -
 ANEXO B	
EJEMPLOS PRÁCTICOS DE MSC. ADAMS/VIEW	- 217 -

Índice de figuras

Figura 1.1. Transmisión con múltiples rodamientos	- 2 -
Figura 1.2. Simulación de la distribución de cargas en un rodamiento de rodillos.	- 3 -
Figura 1.3. Diagrama explicativo de las distintas fases de desarrollo del proyecto	- 7 -
Figura 2.1. Cojinete esférico	- 12 -
Figura 2.2. Rodamiento de bolas	- 13 -
Figura 2.3. Rodamiento de bolas de Leonardo da Vinci	- 13 -
Figura 2.4. Partes fundamentales de un rodamiento de bolas	- 15 -
Figura 2.5. Dimensiones principales de un rodamiento de bolas y de un rodamiento cónico	- 16 -
Figura 2.6. Representación gráfica del ángulo de contacto α	- 17 -
Figura 2.7. Principales tipos de rodamientos usados en casos de solicitaciones predominantemente radiales.	- 17 -
Figura 2.8. Principales tipos de rodamientos usados en casos de solicitaciones predominantemente axiales.	- 18 -
Figura 2.9. Combinación de carga radial y axial en un rodamiento cónico	- 18 -
Figura 2.10. Tipo de sección de un rodamiento cónico en función de las cargas..	- 19 -
Figura 2.11. Diagrama de fuerzas existentes en un rodamiento cónico	- 20 -
Figura 2.12. Componentes de los rodamientos en función de su clasificación por el tipo de elementos rodantes que poseen	- 21 -
Figura 2.13. Rodamiento rígido de bolas de una sola hilera.	- 23 -
Figura 2.14. Rodamiento de bolas de contacto angular de una sola hilera	- 23 -
Figura 2.15. Rodamiento de bolas de contacto angular de doble hilera	- 24 -
Figura 2.16. Rodamiento con cuatro caminos de rodadura	- 25 -
Figura 2.17. Rodamiento oscilante de bolas	- 25 -
Figura 2.18. Rodamiento de rodillos cilíndricos de una sola hilera	- 26 -
Figura 2.19. Rodamiento de rodillos cilíndricos de dos hileras	- 26 -
Figura 2.20. Rodamiento de agujas	- 27 -
Figura 2.21. Rodamiento de rodillos cónicos de una sola hilera	- 28 -
Figura 2.22. Rodamiento oscilante de rodillos de una sola hilera o rodamiento de rodillos esféricos	- 29 -
Figura 2.23. Rodamiento oscilante de rodillos (o de rodillos esféricos) de doble hilera	- 29 -
Figura 2.24. Rodamiento axial de bolas de simple efecto	- 30 -
Figura 2.25. Rodamiento axial de bolas de doble efecto	- 30 -
Figura 2.26. Rodamiento axial de bolas de contacto angular de doble efecto	- 31 -
Figura 2.27. Rodamiento axial de rodillos cilíndricos	- 32 -

Figura 2.28. Rodamiento axial de rodillos cónicos	32 -
Figura 2.29. Comparación de vida a fatiga de distintos tipos de rodamientos para la misma combinación de carga radial-axial.....	33 -
Figura 2.30. Comparación del precio de distintos tipos de rodamiento para una vida a fatiga determinada	33 -
Figura 2.31. Representación de las series de anchos y diámetros según el tipo de los rodamientos.....	36 -
Figura 3.1. Representación de las velocidades angulares y lineales de los componentes de un rodamiento.....	40 -
Figura 3.2. Diagrama del comportamiento cinemático de un rodamiento.....	41 -
Figura 3.3. Modelo rodamiento de 3 bolas.....	43 -
Figura 3.4. Diagrama del comportamiento cinemático del rodamiento con deslizamiento.....	44 -
Figura 3.5. Diagrama del comportamiento cinemático del rodamiento sin deslizamiento.....	45 -
Figura 3.6. Comportamiento cinemático del rodamiento modelado.....	46 -
Figura 3.7. Distribución de fuerzas en los elementos rodantes	48 -
Figura 3.8. Desplazamiento del anillo.	50 -
Figura 3.9. Distribución de carga en elementos rodantes para diferentes valores de holgura.....	51 -
Figura 3.10. $J_r(\epsilon)$ vs. ϵ para rodamientos radiales de bolas y rodillos.....	53 -
Figura 3.11. Rodamiento con holgura sometido a carga radial.....	54 -
Figura 3.12. δ^* vs. $F(\rho)$. En azul δ_o^* y en rojo δ_i^*	56 -
Figura 3.13. En rojo el valor de ϵ y en azul el valor de $J_r(\epsilon)$	57 -
Figura 3.14. Distribución de carga en un rodamiento sin holgura	59 -
Figura 3.15. En rojo se señala como se calcula el valor de ϵ	61 -
Figura 3.16. En rojo el valor de ϵ y en azul el valor de $J_r(\epsilon)$	63 -
Figura 3.17. En rojo se señala como se calcula el valor de ϵ	65 -
Figura 3.18. Rodamientos de bolas de contacto angular de una y dos hileras	67 -
Figura 3.19. Rodamiento de bolas autoalineable	68 -
Figura 3.20. Rodamiento de rodillos de una sola hilera.....	68 -
Figura 4.1. Disposición de rodamientos en un reductor diferencial.....	72 -
Figura 4.2. Rodamientos de bolas de diferentes dimensiones.	73 -
Figura 4.3. Rodamiento de bolas con carga radial y axial.....	73 -
Figura 4.4. Coeficientes de fricción estática para rodamientos	74 -
Figura 4.5. Esquema y dimensiones del rodamiento de 3 bolas.....	76 -
Figura 4.6. Esquema y dimensiones del rodamiento de 9 bolas.....	77 -
Figura 4.7. Ventana de inicio de ADAMS/View	78 -
Figura 4.8. Barra de tareas para el diseño.....	79 -
Figura 4.9. Dimensiones del paralelepípedo	80 -
Figura 4.10. Menú para placas.....	80 -
Figura 4.11. Dimensiones de la placa	81 -
Figura 4.12. Aro externo del rodamiento de 3 bolas	81 -
Figura 4.13. Aro externo del rodamiento de 9 bolas	82 -
Figura 4.14. Distribución de las bolas en el rodamiento de 3 bolas.....	83 -
Figura 4.15. Distribución de las bolas en el rodamiento de 9 bolas.....	83 -
Figura 4.16. Herramientas para el posicionado de piezas	85 -
Figura 4.17. Menú de las líneas tipo Polyline.....	86 -
Figura 4.18. Perfil rotor del rodamiento de 3 bolas.....	86 -

Figura 4.19. Rotor del rodamiento de 3 bolas	- 87 -
Figura 4.20. Menú de spline tipo Arc/Circle.....	- 88 -
Figura 4.21. Extrusión del rotor del rodamiento de 9 bolas.....	- 88 -
Figura 4.22. Rotor con los 9 agujeros	- 89 -
Figura 4.23. Rotor del rodamiento de 9 bolas	- 90 -
Figura 4.24. Barra de herramientas de muelle-amortiguador	- 90 -
Figura 4.25. Alzado y perfil del rodamiento de 3 bolas	- 91 -
Figura 4.26. Vista isométrica del rodamiento de 3 bolas.....	- 91 -
Figura 4.27. Alzado y perfil del rodamiento de 9 bolas	- 92 -
Figura 4.28. Vista isométrica del rodamiento de 9 bolas.....	- 92 -
Figura 4.29. Junta de rotación bola-cilindro.....	- 93 -
Figura 4.30. Junta de traslación conjunto bola-rotor	- 94 -
Figura 4.31. Menú de fuerzas	- 95 -
Figura 4.32. Ventana de opciones de contacto	- 96 -
Figura 4.33. Par aplicado	- 97 -
Figura 4.34. Verificación del rodamiento de 3 bolas	- 97 -
Figura 4.35. Verificación del rodamiento de 9 bolas	- 98 -
Figura 5.1. Panel de simulación	- 100 -
Figura 5.2. Valores del panel de simulación	- 101 -
Figura 5.3. Ventana donde definir y modificar características de los muelles	- 102 -
Figura 5.4. Ventana donde modificar y definir el valor del par aplicado.....	- 102 -
Figura 5.5. Ventana donde modificar y definir el valor del par aplicado.....	- 103 -
Figura 5.6. Ventana donde modificar y definir valores de fricción en juntas	- 103 -
Figura 5.7. Diagrama explicativo del proceso de diseño de las simulaciones.....	- 104 -
Figura 6.1. Velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 50 N/m	- 110 -
Figura 6.2. Vista detalle de velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 50 N/m.....	- 111 -
Figura 6.3. Velocidades angulares con rigidez de los muelles 75 N/m.....	- 112 -
Figura 6.4. Vista detalle de la velocidad angular con rigidez de los muelles 75 N/m con par desde 0,175 N·m a 10 N·m.....	- 112 -
Figura 6.5. Ampliación de velocidad angular entre 0 y 2 segundos con rigidez de los muelles 75N/m con par desde 0,175 N·m a 10 N·m.....	- 113 -
Figura 6.6. Vista detalle de velocidad angular con rigidez de los muelles 75 N/m con par desde 25N·m a 150 N·m.....	- 113 -
Figura 6.7. Ampliación de velocidades de estabilización entre 3,5 y 3,7 segundos con rigidez de los muelles 75 N/m con par desde 25 N·m a 150 N·m.....	- 114 -
Figura 6.8. Velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 100 N/m ..	- 115 -
Figura 6.9. Vista detalle de velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 100 N/m	- 115 -
Figura 6.10. Velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 125 N/m ..	- 116 -
Figura 6.11. Vista detalle de velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 125 N/m	- 117 -
Figura 6.12. Velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 150 N/m ..	- 118 -
Figura 6.13. Vista detalle de velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 150 N/m	- 118 -
Figura 6.14. Vista detalle de velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 125 N/m para 50, 75, 100, 125 N·m	- 119 -
Figura 6.15. Vista detalle de velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 125 N/m para 150, 175, 200 N·m	- 119 -

Figura 6.16. Velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 175 N/m	- 120 -
Figura 6.17. Vista detalle de velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 175 N/m	- 120 -
Figura 6.18. Vista detalle de velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 175 N/m para 50, 75, 100, 125 N·m	- 121 -
Figura 6.19. Vista detalle de velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 125 N/m para 150, 175, 200 N·m	- 121 -
Figura 6.20. Velocidades de estabilización con rigidez de muelles 200 N/m	- 122 -
Figura 6.21. Vista detalle de velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 200 N/m	- 122 -
Figura 6.22. Vista detalle de velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 200 N/m para 50, 75, 100, 125 N·m	- 123 -
Figura 6.23. Vista detalle de velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 200 N/m para 150, 175, 200 N·m	- 123 -
Figura 6.24. Variación de las velocidades de estabilización para los diferentes valores de la rigidez	- 124 -
Figura 6.25. Gráfica tridimensional	- 125 -
Figura 6.26. Tiempos de establecimiento	- 126 -
Figura 6.27. Velocidades de deslizamiento sin fricción	- 139 -
Figura 6.28. Velocidades de estabilización con fricción en las juntas	- 142 -
Figura 6.29. Vista detalle velocidades de estabilización con fricción en juntas	- 142 -
Figura 6.30. Velocidades de deslizamiento con fricción en las juntas	- 145 -
Figura 6.31. Velocidades de estabilización con fricción en los contactos	- 145 -
Figura 6.32. Vista detalle de velocidades de estabilización con fricción en los contactos	- 146 -
Figura 6.33. Velocidades de deslizamiento con valores adaptados de fricción en los contactos	- 149 -
Figura 6.34. Comparativa de las velocidades de estabilización	- 149 -
Figura 6.35. Comparativa de las velocidades de deslizamiento	- 150 -
Figura 7.1. Velocidades de estabilización del modelo con fricción de Coulomb	- 152 -
Figura 7.2. Vista detalle de las velocidades de estabilización del modelo con fricción de Coulomb para los pares de 2,5 Nmm a 5 Nmm	- 153 -
Figura 7.3. Vista detalle de las velocidades de estabilización del modelo con fricción de Coulomb para los pares de 7,5 Nmm a 15 Nmm	- 153 -
Figura 7.4. Velocidades de estabilización modelo con fricción en contactos	- 154 -
Figura 7.5. Vista detalle de las velocidades de estabilización del modelo con fricción en los contactos para los pares de 2,5 Nmm a 5 Nmm	- 155 -
Figura 7.6. Vista detalle de las velocidades de estabilización del modelo con fricción en los contactos para los pares de 7,5 Nmm a 15 Nmm	- 155 -
Figura 7.7. Velocidades de estabilización del modelo con fricción en las juntas de rotación	- 156 -
Figura 7.8. Velocidades de estabilización del modelo con fricción en las juntas de rotación para los	- 157 -
Figura 7.9. Velocidades de estabilización del modelo con fricción en las juntas de rotación para los pares de 9,25 Nmm a 11 Nmm	- 157 -
Figura 7.10. Velocidades de estabilización del modelo con fricción en las juntas de rotación para los pares de 12,5 Nmm a 20 Nmm	- 158 -
Figura 7.11. Vista detalle de las velocidades de estabilización del modelo con fricción de Coulomb para los pares de 7,5 Nmm a 15 Nmm	- 158 -

Índice de tablas

Tabla 3.1. Valores de $1/J_r$ para diferente tipo y número de elementos rodantes..	53 -
Tabla 3.2. Resultados obtenidos para la distribución de cargas por el método 1..	58 -
Tabla 3.3. Resultados obtenidos para la distribución de cargas por el método 2..	60 -
Tabla 3.4. Resultados obtenidos para la distribución de cargas por el método 3..	61 -
Tabla 3.5. Resultados obtenidos para la distribución de cargas por el método 1..	64 -
Tabla 3.6. Resultados obtenidos para la distribución de cargas por el método 2..	66 -
Tabla 6.1. Velocidad de estabilización	124 -
Tabla 6.2. Tiempo de establecimiento	126 -
Tabla 6.3. Velocidad de deslizamiento	139 -
Tabla 6.4. Coeficientes de rozamiento estático y dinámico	141 -
Tabla 6.5. Velocidad de deslizamiento con fricción en las juntas	145 -
Tabla 6.6. Velocidad de deslizamiento con valores adaptados de fricción en los contactos	148 -
Tabla 9.1. Desglose de presupuesto	165 -



Capítulo I

Motivación y Objetivos

1.1. Motivación.

En la actualidad, a los procesos mecánicos involucrados en la producción industrial se les requiere una gran eficiencia, es decir, mayor fiabilidad y mayores velocidades de funcionamiento que hace unos años.

La facilidad de implementar sistemas de detección de sus parámetros mecánicos más representativos es fundamental en su diseño y fabricación con el objetivo de conocer el funcionamiento y detectar posibles fallos con el suficiente tiempo de antelación y proveer su solución sin consecuencias graves para la máquina. Por esta razón, se hace importante el desarrollo y aplicación de un sistema de predicción del estado del sistema mecánico con vistas a la predicción de su funcionamiento y posibles fallos.

Dada la complejidad de los sistemas mecánicos modernos, se hace difícil particularizar y detectar el componente con fallo en dichos sistemas, por la gran cantidad de partes y elementos que lo componen.

El rodamiento es el sistema de apoyo más empleado en todo tipo de máquinas rotativas (*Figura 1.1*), debido a las ventajas que presenta, tales como: pequeño par de arranque, reducida y constante fricción en un amplio rango de velocidades, bajo consumo de energía y de lubricante, largos intervalos de mantenimiento, relativa facilidad de montaje y desmontaje y gran variedad de dimensiones estandarizadas.

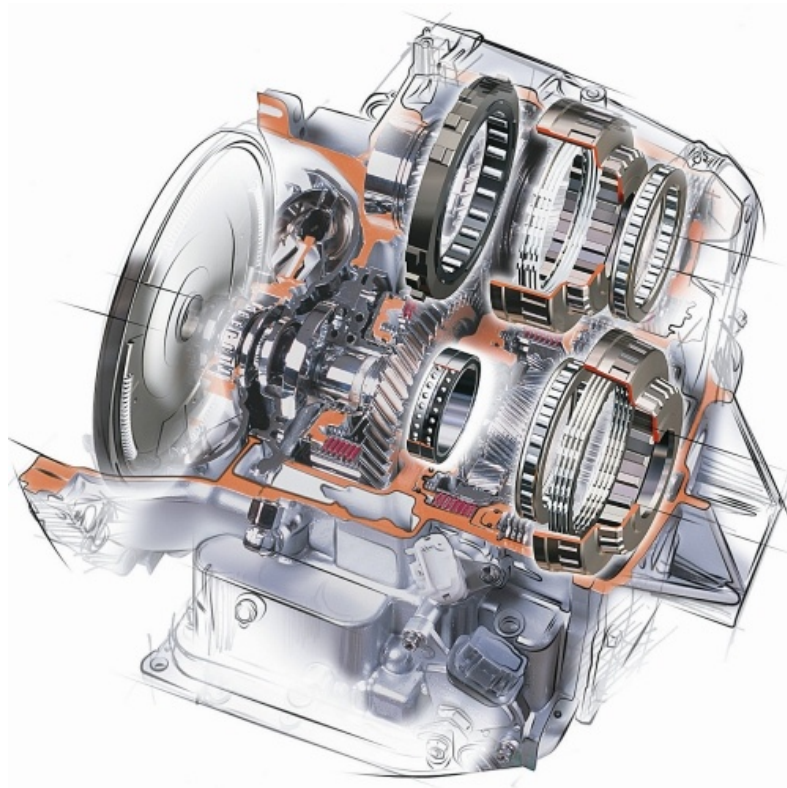


Figura 1.1. *Transmisión con múltiples rodamientos*



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento

Sin embargo, el rodamiento es uno de los componentes de las máquinas rotativas que presenta mayor siniestrabilidad, entendiendo como tal el número de intervenciones realizadas sobre dichos elementos en un periodo de tiempo determinado. Esta siniestrabilidad está prevista y se justifica debido a que resulta más sencillo y mucho menos costoso sustituir un rodamiento que otro elemento móvil de la máquina.

En el sentido físico, los rodamientos son sistemas mecánicos multi-cuerpo donde el comportamiento dinámico es de difícil estudio (comportamiento no-lineal). Pero por ser el apoyo del sistema portador, el análisis del funcionamiento del rodamiento es determinante para conocer la respuesta vibratoria de la máquina.

La complejidad del estudio del comportamiento cinemático-dinámico y la necesidad de crear un modelo que represente su comportamiento lo más realista posible ha originado multitud de modelos, tanto con parámetros cinemáticos o dinámicos, como análisis de frecuencia y de contacto, o modelos de parámetros distribuidos (*Figura 1.2*) o concentrados.

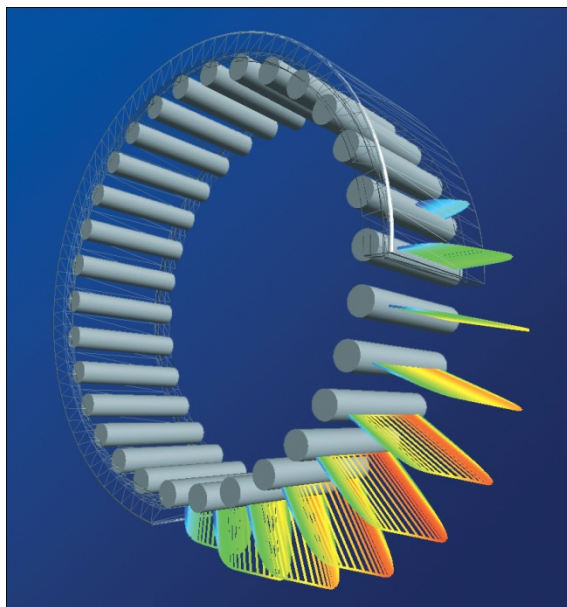


Figura 1.2. *Simulación de la distribución de cargas en un rodamiento de rodillos*

Este proyecto fin de carrera se ambienta en el campo de la simulación de rodamientos y en él se presenta un estudio del comportamiento de varios modelos dinámicos de rodamiento implementados en un software comercial.



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

1.2. Objetivos.

El objetivo principal del presente Proyecto Fin de Carrera es el modelado y simulación de sistemas de rodamiento empleando el software MSC.Adams. La finalidad del mismo es comprobar si los resultados obtenidos con un modelo sencillo de dimensiones libres son similares a los resultados obtenidos para un modelo de rodamiento de dimensiones normalizadas.

La consecución del objetivo principal de este Proyecto, conlleva la superación de otros importantes objetivos que se detallan a continuación:

- Realizar un modelo multicuerpo de un rodamiento de 3 bolas de dimensiones libres, en el cual se pueda regular la rigidez y, a su vez, poder hacerlo girar a distintas velocidades.
- Una vez realizado el modelo en el software comercial MSC.Adams, efectuar un estudio de la sensibilidad de los principales parámetros que influyen en el modelo para la adecuación de los mismos en dichas simulaciones, realizando los cambios necesarios para el análisis del modelo de rodamiento en diferentes situaciones.
- Obtención de resultados fiables que prueben que el modelo en MSC.Adams es útil para posteriores estudios similares en este software, mejora del funcionamiento dinámico del modelo y solución de errores. Comprobar cómo se comporta el modelo de rodamiento de 3 bolas a distintas velocidades y diferentes coeficientes de rozamiento estático y dinámico.
- Comprobar que los resultados obtenidos con el modelo de rodamiento de 3 bolas se pueden extender a un modelo de rodamiento de parámetros dimensionales normalizados (SKF 6206, de 9 bolas).
- Obtener resultados del modelo de rodamiento normalizado de 9 bolas donde se pueda regular tanto la rigidez como la velocidad de giro.
- Comparación de los resultados obtenidos de las diversas simulaciones realizadas con los dos modelos de rodamientos, mediante gráficas comparativas realizadas en Microsoft Office Excel.

En cuanto a los medios empleados para llevar a cabo este Proyecto Fin de Carrera, como se ha nombrado en este mismo apartado, para el modelado y simulación de los rodamientos se ha hecho uso del software MSC.Adams en sus módulos View y PostProcessor.

MSC.Adams (*Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems*) es un software para simulación dinámica de sistemas mecánicos que por medio de la implementación de herramientas numéricas ofrece una gran variedad de elementos que sirven para modelar



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento

casi cualquier sistema mecánico. La más importante característica de este software es que permite entrar a programar en él y acomodarlo a las necesidades de cada usuario. MSC.Adams cuenta con un módulo de simulación donde se encuentran agrupadas todas las herramientas matemáticas ya implementadas, llamado ADAMS/Solver; además cuenta con una interfaz para facilitar el diseño de modelos llamada ADAMS/View.

Por último, para el tratamiento de los datos y la realización de las gráficas para la presentación de resultados se hace uso del paquete de Microsoft Office, especialmente de su hoja de cálculo Excel.



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

1.3. Fases de desarrollo.

En un proyecto de ingeniería genérico hay que definir unas fases de desarrollo para la consecución del objetivo perseguido. En este caso se trata de un proyecto en el que se dispone de mayor libertad de diseño ya que no está basado en ningún estudio previo.

Para la consecución del objetivo perseguido, se abordaron las siguientes fases:

- **Fase 1.** *Búsqueda y Estudio de Documentos.*

En esta primera fase, se plantean todas las necesidades que el diseño del rodamiento debe cumplir. Además se proponen objetivos y motivación del proyecto. También se lleva a cabo una búsqueda de información de la cinemática y dinámica de los rodamientos y su posterior estudio.

La utilización de MSC. Adams, software con el que se realizan los diferentes análisis posteriores al modelado, realizado en este mismo programa, conlleva un aprendizaje previo. Éste aprendizaje será expuesto a modo de tutorial para la posterior utilización del mismo por parte de las sucesivas personas que tengan que trabajar con dicha herramienta. Se realiza un estudio a fondo del software MSC.Adams, en sus módulos View y PostProcessor, específico para el diseño y simulación de mecanismos así como para la obtención de los resultados tanto numéricos como gráficos.

Una vez realizado el estudio se genera un documento a modo de guía para el usuario de MSC.Adams/View y PostProcessor, aportando ejemplos prácticos.

- **Fase 2.** *Modelado y Simulación por ordenador.*

En una segunda fase, se modela un diseño del rodamiento básico para la posterior simulación y obtención de datos. Después estos datos serán analizados, pudiendo provocar modificaciones en el modelo primario si los resultados obtenidos no son del todo satisfactorios.

- **Fase 3.** *Obtención y Análisis de resultados.*

En último lugar, cuando los resultados obtenidos son satisfactorios y acordes con los objetivos planteados se realiza la obtención de resultados mediante el módulo PostProcessor, con el cual se pueden exportar los resultados a Excel mediante datos de texto.

Se realizan las diferentes gráficas comparativas con los datos obtenidos mediante MSC. Adams para una mejor comprensión de los resultados. Se analizan dichas gráficas de los resultados de las simulaciones citadas, se presentan las conclusiones y las propuestas para trabajos futuros.

Tanto la fase 2 como la fase 3 se repiten sucesivamente para los dos modelos de rodamientos realizados.

En la siguiente página se presenta un diagrama explicativo de las diferentes fases del proyecto (*Figura 1.3*).

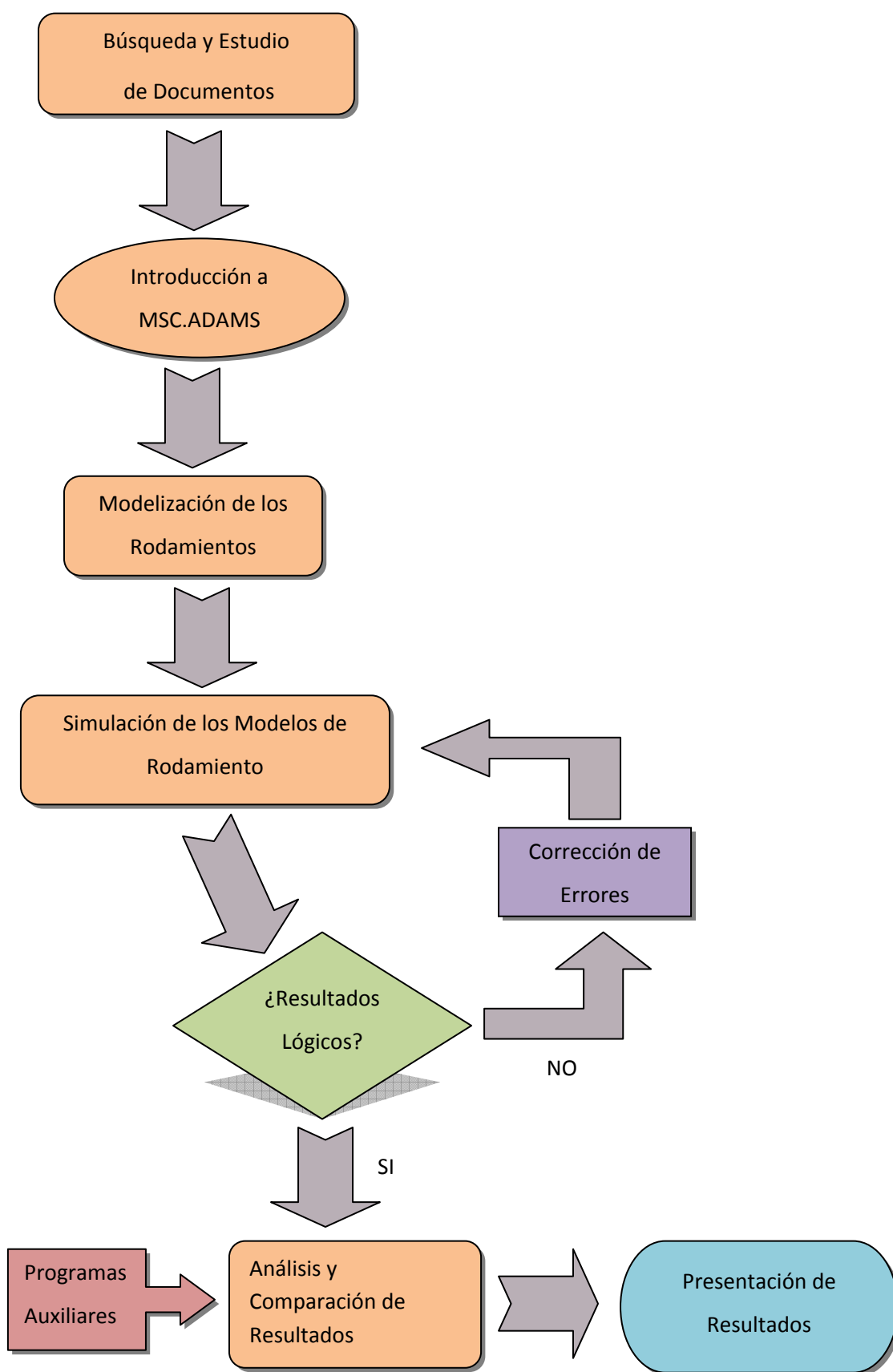


Figura 1.3. Diagrama explicativo de las distintas fases de desarrollo del proyecto



1.4. Estructura de la memoria.

Esta memoria se distribuye en nueve capítulos, un apartado sobre las referencias documentales empleadas y dos anexos. Seguidamente, se describen someramente los contenidos de los mismos:

- Capítulo I: Presentación de los objetivos y motivación de este proyecto. Breve explicación de las distintas fases llevadas a cabo para el desarrollo del mismo presentando un diagrama de la metodología seguida. Descripción de las herramientas empleadas para la realización del estudio y, por último, estructura de la memoria especificando los temas desarrollados en cada capítulo.
- Capítulo II: Breve introducción a los rodamientos a lo largo de la historia y la importancia actual de estos elementos mecánicos en máquinas. Ventajas y desventajas de los rodamientos, elementos y parámetros principales. También se incluye una clasificación de los distintos tipos de rodamientos, comparación de los distintos tipos y su normalización.
- Capítulo III: Análisis cinemático de un rodamiento genérico de anillo exterior fijo y establecimiento de las condiciones que regirán nuestros modelos de rodamiento. Análisis dinámico de rodamientos de bolas y de rodillos bajo carga radial, presentando las distintas metodologías de cálculo de la distribución de carga. Estudio de los desplazamientos radiales en rodamientos con anillos rígidos. Se incluye un ejemplo práctico con cada método para la posterior comparación de los métodos y definir el más exacto.
- Capítulo IV: Esquema y dimensiones de los rodamientos de 3 y 9 bolas modelados. Descripción de los pasos seguidos para el modelado de los rodamientos en MSC.Adams/View y verificación de ambos modelos de rodamiento, especificando las diferencias entre uno y otro modelo.
- Capítulo V: Descripción de los pasos seguidos para la simulación del rodamiento de 3 y 9 bolas. Parámetros que varían para cada simulación. Diagrama explicativo del diseño de las simulaciones llevadas a cabo con cada rodamiento, enumerando los valores que quedan por defecto y describiendo los diferentes grupos de simulaciones.
- Capítulo VI: Presentación gráfica y análisis de los resultados obtenidos para el rodamiento con fricción Coulomb, con coeficientes de rozamiento estático y dinámico correspondientes a una lubricación con grasa y con rozamiento en las juntas de rotación de las bolas. Cálculo y comparación de las distintas velocidades de deslizamiento.
- Capítulo VII: Simulación y análisis de los resultados obtenidos en el rodamiento de 9 bolas con fricción de Coulomb, con coeficientes de rozamiento estático y dinámico correspondientes a una lubricación grasa entre bola y anillos exterior y



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento

con rozamiento en las juntas de rotación de las bolas. Presentación de gráficas con las distintas simulaciones llevadas a cabo.

- Capítulo VIII: En este capítulo se exponen las distintas conclusiones alcanzadas con el desarrollo del proyecto y la proposición de distintas evoluciones y trabajos futuros relacionados con el modelado y la simulación de rodamientos en el entorno MSC. Adams/View.
- Capítulo IX: Estimación del presupuesto del proyecto.
- Bibliografía: En este último apartado se exponen los principales documentos bibliográficos y electrónicos consultados durante la realización del proyecto.
- Anexos A: Manual detallado de MSC. Adams.
- Anexo B: Ejemplos prácticos en MSC. Adams/View.



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento



Capítulo II

Introducción a los Rodamientos

2.1. Los rodamientos a lo largo de la historia.

La fricción siempre ha resultado un importante obstáculo a la hora de abordar cualquier diseño de maquinaria. Es una de las causas principales cuando se tratan aspectos como la eficiencia energética o el desgaste de los componentes y por ello influye decisivamente en las acciones de mantenimiento, puesto que dichos desgastes marcaran los periodos de revisión y cambio, factores que afectan al aspecto económico.

Por ello, a lo largo de la historia se han ideado diversos sistemas para reducir la fricción y facilitar el trabajo humano, constituyendo la ciencia que se conoce como tribología (del griego tribos, frotar o rozar). En la construcción de sus monumentos, los egipcios trasladaban enormes bloques de piedra mediante trineos o troncos situados bajo las piedras, a modo de rodillos de transporte; la misma invención de la rueda; utilización de agua o grasa como película intermedia para reducir el rozamiento, y un largo etcétera.

En particular, uno de los componentes de las máquinas que más esfuerzos y fricción soportan son los ejes y los árboles. Con la sofisticación de las máquinas, se idearon elementos y técnicas específicas para desempeñar la labor de disminución del rozamiento, en búsqueda de unos coeficientes menores que elevasen los rendimientos y evitasen el desgaste.

- *Lubricación:* Intercalar una sustancia entre las piezas móviles de un mecanismo, creando una película que evita el roce (y por tanto el desgaste) de los componentes a los que afecta. Pueden ser sólidos (grafito), líquidos (aceites) o gaseosos (gases a presión) (*Figura 2.1*).
- *Cojinetes:* Permiten el movimiento relativo en uno o dos grados de libertad, limitándolo en los restantes, de forma que se minimice la pérdida de energía y el desgaste.



Figura 2.1. *Cojinete esférico*

- *Rodamientos:* Permiten el movimiento relativo entre dos elementos con centro de rotación común (*Figura 2.2*).



Figura 2.2. Rodamiento de bolas

De ellos, el rodamiento es el elemento que ocupa este proyecto. Los rodamientos no comenzaron a utilizarse con frecuencia hasta la revolución industrial, y solo a partir del final de la Segunda Guerra Mundial comenzaron a estudiarse y producirse en masa, debido a la incapacidad de los constructores de crear rodamientos que pudiesen competir con los cojinetes hidrodinámicos.

Como curiosidad, es reseñable el hecho de que Leonardo Da Vinci ideó un modelo de rodamiento que además incluía una rudimentaria jaula para mantener el espaciado de los elementos (*Figura 2.3*).

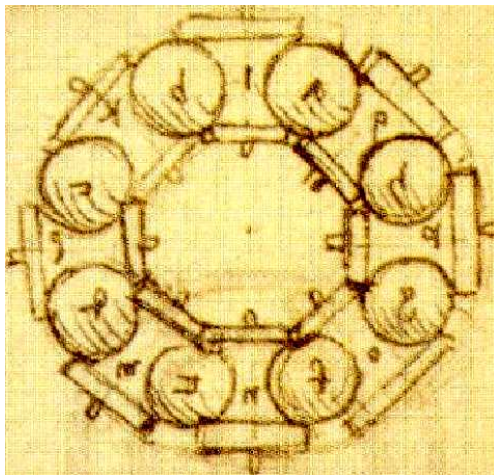


Figura 2.3. Rodamiento de bolas de Leonardo da Vinci

Inicialmente se preveía solo que fuesen elementos para instalar en turbinas de alta velocidad para aeronaves, pero su evolución, características y estandarización extendieron su uso a prácticamente toda máquina que posea algún elemento que describa un movimiento rotatorio, abarcando un amplio espectro de tamaños, cargas y velocidades soportables y materiales de construcción.



2.2. Rodamientos en la actualidad.

Hoy en día los rodamientos tienen una vital importancia en el funcionamiento de la maquinaria, como elemento de máquina indispensable para evitar la fricción entre dos piezas que tienen movimiento relativo en una o más direcciones, con un mínimo de rozamiento. El fenómeno de fricción entre eje y alojamiento es una circunstancia que no se puede evitar, pero es posible reducirla al mínimo siempre que entre el eje y el alojamiento se interponga un elemento especial, cuya misión será reducir la fricción y facilitar el giro relativo.

Estos órganos o elementos que facilitan el movimiento entre un eje o árbol y su soporte reciben el nombre de cojinetes anti-fricción o rodamientos, ya que el principio bajo el que funcionan es el de rodadura. Existen otros tipos de cojinetes que también facilitan el giro relativo entre dos elementos, son los llamados cojinetes de deslizamiento, pero estos funcionan bajo un principio distinto al del rodamiento (en estos, las superficies en movimiento relativo tienen contacto deslizante al estar separados por una película lubricante).

Los rodamientos se encuentran entre los componentes más importantes en la inmensa mayoría de las máquinas, es por ello que son los elementos que suelen presentar un mayor número de intervenciones en un cierto período de tiempo. Esta gran cantidad de intervenciones se produce porque son componentes que resultan muy vulnerables ante entornos sucios, desviaciones de los ejes o defectos, y porque es a través del rodamiento como se canalizan todos los esfuerzos estáticos y dinámicos del conjunto de la máquina.

Aunque, a nivel económico es un producto caro, nos ahorra mucho tiempo y dinero (si está bien diseñado su uso y correctamente realizado su montaje). Cada rodamiento debe llevar asociado un mantenimiento predictivo que informe cuando es necesario su sustitución, ya que es mucho más costoso tener que parar las máquinas para su sustitución que su propio coste, corriendo el riesgo adicional que su avería pueda producir fallos en otros elementos de la máquina.

A continuación se enumeran las principales ventajas del uso de rodamientos y que han hecho de él un elemento con un gran abanico de aplicaciones:

- Operan con una fricción mucho menor que los cojinetes hidrodinámicos, redundando en una menor pérdida de energía y menor aumento de temperatura por fricción, debido a que su funcionamiento se basa en un contacto de rodadura, menor que el de deslizamiento que presentan los cojinetes.
- El desplazamiento del rodamiento es menos sensible ante fluctuaciones de carga que el que se produce en los cojinetes.
- Requieren una pequeña cantidad de lubricante para un funcionamiento satisfactorio.
- Ocupan una menor longitud axial que los cojinetes.

- Pueden soportar cargas radiales y axiales simultáneamente, a diferencia de los cojinetes, que solo pueden soportar cargas radiales.
- Existe una enorme variedad para amplios abanicos de fuerzas y velocidades.
- Su rendimiento y coeficiente de rozamiento es relativamente insensible a fluctuaciones de carga, velocidad y temperatura de funcionamiento.
- Existen tipos autoalineables.

Evidentemente, no todo son ventajas, y los rodamientos presentan algunos problemas que deben ser tenidos en cuenta.

- Necesarios acabados y tolerancias muy rígidas, así como un montaje muy preciso, lo cual los encarece.
- El montaje es más complejo.
- Son muy sensibles ante la suciedad, humedad, impacto...

2.3. Elementos y parámetros principales de un rodamiento.

Un rodamiento diseñado para soportar carga radial está compuesto por un anillo interno solidario al árbol o eje, un anillo externo unido al soporte del rodamiento y un conjunto de elementos rodantes entre ambos anillos. Con la finalidad de mantener los elementos rodantes separados para evitar que entren en contacto entre si se instalan jaulas, que rotan junto con los elementos rodantes alrededor del eje del rodamiento (*Figura 2.4*).

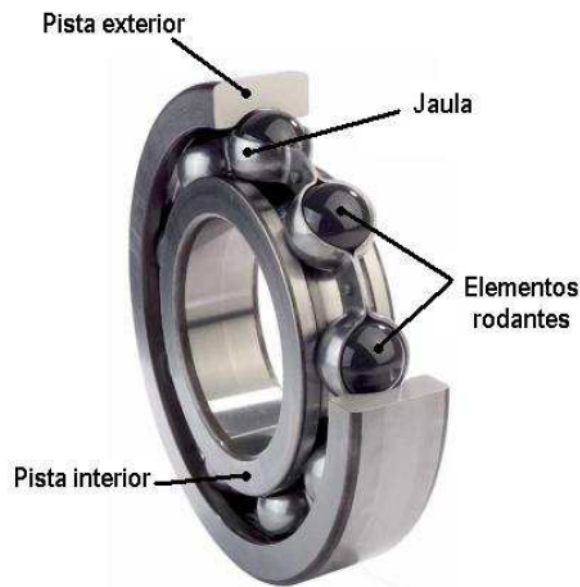


Figura 2.4. Partes fundamentales de un rodamiento de bolas.

Para describir un rodamiento se definen una serie de parámetros que diferencian unos de otros según sus dimensiones, dentro de un mismo tipo.

En la *figura 2.5* se pueden ver las medidas principales de dos tipos distintos de rodamientos. El primero, radial de bolas y, el segundo, cónico. Los distintos tipos de rodamientos se expondrán más adelante.

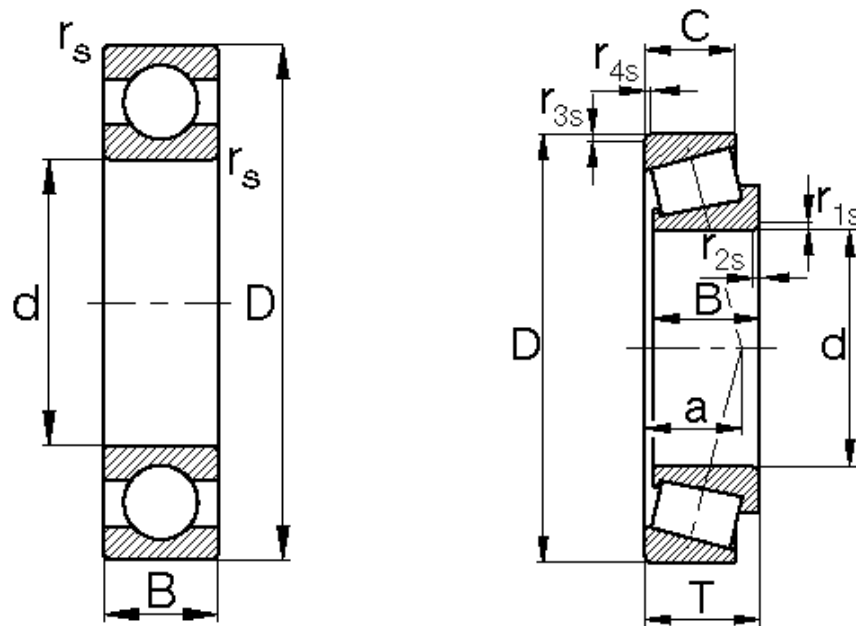


Figura 2.5. Dimensiones principales de un rodamiento de bolas y de un rodamiento cónico

2.4. Tipos de rodamientos.

Los rodamientos pueden ser clasificados de muchas maneras: según dirección de la carga, según el elemento soporte, según la inclinación del eje o del árbol, según el elemento rodante... Pero las más importantes son en función de la carga que principalmente transmiten y de los elementos rodantes que poseen.

2.4.1. Clasificación de los rodamientos según la carga que transmiten.

Atendiendo a la carga que principalmente transmiten los rodamientos, estos se pueden clasificar como:

- **Rodamientos radiales:** tienen un ángulo de contacto nominal de $\alpha \leq 45^\circ$
- **Rodamientos axiales:** tienen un ángulo de contacto nominal de $\alpha > 45^\circ$

Donde el ángulo de contacto α es el comprendido entre las líneas de contacto de los cuerpos rodantes y el plano radial del rodamiento, como se muestra en la siguiente *figura 2.6*:

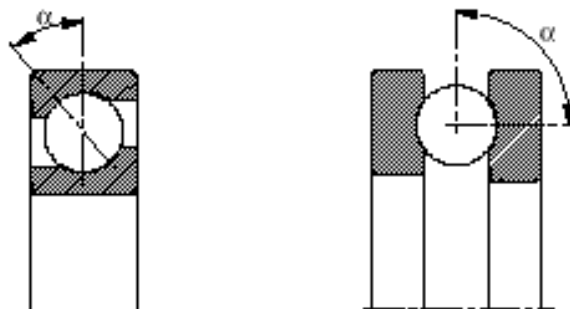


Figura 2.6. Representación gráfica del ángulo de contacto α .

Según el tipo de sollicitación que soporta el rodamiento, ya sea radial, axial o una combinación de ambas, se debe usar un rodamiento con un elemento rodante u otro, como se describe a continuación.

2.4.1.1. Sollicitación a carga radial.

Cuando se tiene una sollicitación a carga radial se debe tener en cuenta que los rodamientos de rodillos, generalmente, resisten mayores sollicitaciones que los rodamientos de bolas de igual tamaño.

Los rodamientos de rodillos cilíndricos tipo N y NU únicamente resisten sollicitaciones radiales, mientras que los rodamientos radiales de los demás tipos absorben cargas radiales y axiales.

En la *figura 2.7* se muestran los principales tipos de rodamientos utilizados cuando existe un predominio de cargas radiales, así como el nivel de carga radial o axial que pueden soportar.

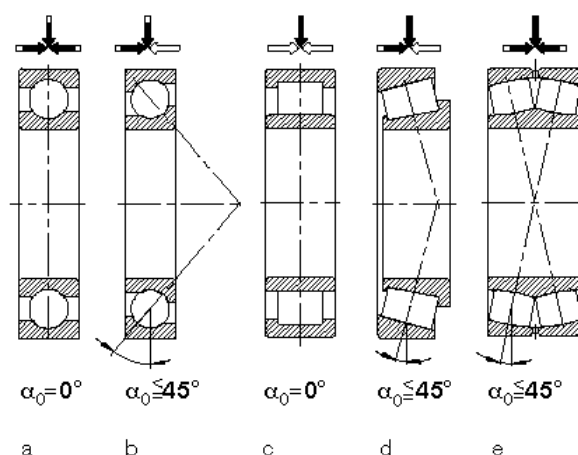


Figura 2.7. Principales tipos de rodamientos usados en casos de sollicitaciones predominantemente radiales.

2.4.1.2. *Solicitud a carga axial.*

Según su ejecución, los rodamientos axiales de bolas de contacto angular son capaces de absorber fuerzas axiales en un sentido o en ambos sentidos. Aún así, cuando existen fuerzas axiales muy elevadas, se prefieren rodamientos axiales oscilantes de rodillos.

Los rodamientos axiales oscilantes de rodillos y los rodamientos axiales de bolas de contacto angular de simple efecto, absorben fuerzas axiales y cierta carga radial combinadas. Los demás tipos de rodamientos axiales solamente sirven para absorber fuerzas axiales.

En la *figura 2.8* se muestran los principales tipos de rodamientos utilizados cuando existe un predominio de cargas axiales, así como el nivel de carga radial o axial que pueden soportar.

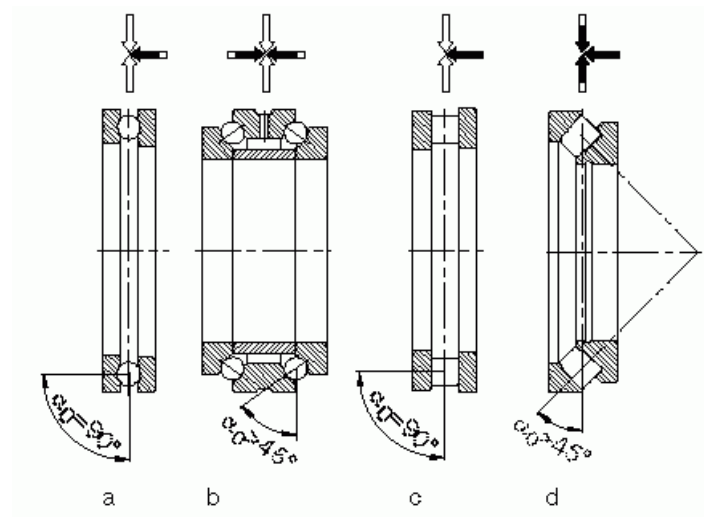


Figura 2.8. Principales tipos de rodamientos usados en casos de solicitaciones predominantemente axiales.

2.4.1.3. *Capacidad de carga radial y axial combinada.*

Las superficies de rodadura inclinadas permiten a los rodamientos de rodillos cónicos soportar cargas radiales y axiales combinadas (*Figura 2.9*). Cuanto mayor sea el ángulo entre la superficie de rodadura y el eje de rotación del rodamiento, mayor es la relación entre la capacidad axial y la radial del rodamiento.

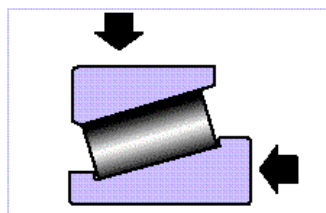


Figura 2.9. *Combinación de carga radial y axial en un rodamiento cónico.*

Una mayor longitud de la línea de contacto entre los rodillos y las superficies de rodadura proporciona al rodamiento de rodillos cónicos una alta capacidad de carga. Este factor unido a la capacidad para soportar cargas radiales, axiales o cualquier combinación entre estas, hace del rodamiento de rodillos cónicos el elegido en muchas aplicaciones.

Para un determinado diámetro de eje es posible seleccionar una sección de rodamiento ligera o pesada según lo que requieran las cargas o las necesidades de vida nominal del rodamiento para cada aplicación específica (*Figura 2.10*).

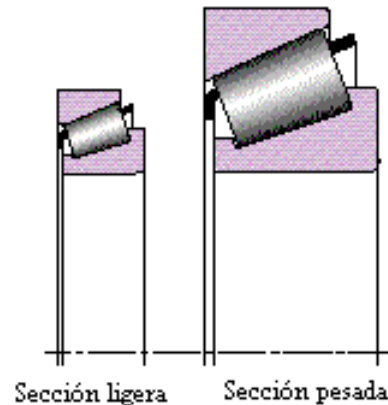


Figura 2.10. *Tipo de sección de un rodamiento cónico en función de las cargas.*

2.4.2. Alineación total de los rodamientos.

La alineación total de los rodillos es una de las mayores ventajas de los rodamientos de rodillos cónicos. La configuración cónica del rodillo no sólo asegura un auténtico movimiento de rodadura, permitiendo a la vez que el rodamiento tenga una larga línea de carga de contacto rodillo-superficie de rodadura sino que, además, genera una fuerza de asentamiento que empuja al rodillo contra la mayor de las pestañas de la pista interior.

La fuerza de asentamiento es función de los diferentes ángulos de las pistas interior y exterior. Esta fuerza impide a los rodillos cruzarse en su rodadura abandonando la alineación, por consiguiente, los mantiene perfectamente alineados y colocados en contacto contra la pestaña de la pista interior (*Figura 2.11*).

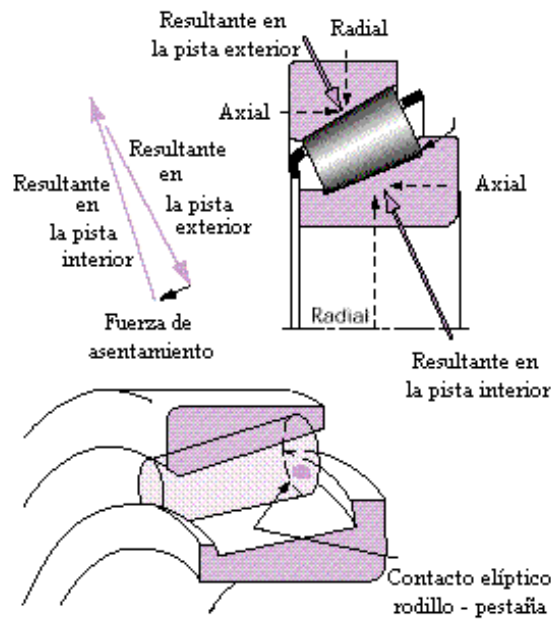


Figura 2.11. Diagrama de fuerzas existentes en un rodamiento cónico.

2.4.3. Clasificación de los rodamientos según sus elementos rodantes.

El otro tipo fundamental de clasificar los rodamientos es en función del tipo de elementos rodantes que poseen. Esta clasificación se puede realizar fundamentalmente de la siguiente manera:

- **Rodamientos de bolas.**
- **Rodamientos de rodillos.**
 - Rodamientos de rodillos cilíndricos.
 - Rodamientos de aguja (cilíndricos con longitud/diámetro > 2.5).
 - Rodamientos de rodillos cónicos (forma de tronco cónico).
 - Rodamientos de rodillos esféricos (forma de tonel).

En la siguiente gráfica (Figura 2.12) se puede contemplar esta clasificación, en la cual aparecen separados los distintos componentes para una mejor comprensión y visualización.

Componentes y vocabulario


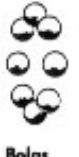















	ANILLO EXTERIOR	ANILLO INTERIOR	ELEMENTOS RODANTES	Embutida	Jaula Mecanizada	Moideada
RODAMIENTOS A BOLAS	 Pista de rodadura		 Bolas	 Jaula de acero alveolada	 Jaula de resina fenólica estratificada	 Jaula poliamida
RODAMIENTOS DE RODILLOS CONICOS	 Cubeta	 Cono	 Rodillos cónicos	 Jaula de acero		
RODAMIENTOS DE RODILLOS CILINDRICOS			 Rodillos cilíndricos	 Jaula de acero	 Jaula maciza	
RODAMIENTOS DE RODILLOS ESFERICOS A ROTULA			 Rodillos esféricos	 Jaula de acero	 Jaula maciza	
RODAMIENTOS DE AGUJAS			 Agujas	 Jaula de acero		

Figura 2.12. Componentes de los rodamientos en función de su clasificación por el tipo de elementos rodantes que poseen.

Entre los distintos tipos de rodamientos existentes se describirán aquellos que son más utilizados comúnmente, los cuales son:

- Rodamientos rígidos de bolas.
- Rodamientos de bolas de contacto angular.
 - De una sola hilera.
 - De doble hilera.
- Rodamientos con cuatro caminos de rodadura.
- Rodamientos oscilantes de bolas.
- Rodamientos de rodillos cilíndricos.



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

- Rodamientos de agujas.
- Rodamientos de rodillos cónicos.
 - De una sola hilera.
 - De dos y cuatro hileras.
- Rodamientos oscilantes de rodillos.
 - De una sola hilera.
 - De doble hilera.
- Rodamientos axiales de bolas.
 - Simple efecto.
 - Doble efecto.
- Rodamientos axiales de bolas de contacto angular.
 - Simple efecto.
 - Doble efecto.
- Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos.
- Rodamientos axiales de rodillos cónicos.

2.4.3.1. Rodamientos rígidos de bolas.

Los rodamientos rígidos de una sola hilera de bolas (*Figura 2.13*) constituyen el tipo más usado de rodamientos por su gran variedad de aplicaciones en la industria y debido a su precio económico.

Soportan cargas radiales y axiales, además, son apropiados para revoluciones elevadas y baja pérdida de fuerza. La adaptabilidad angular de los rodamientos rígidos de bolas es relativamente pequeña. Los rodamientos obturados están exentos de mantenimiento y posibilitan construcciones sencillas.

Aplicaciones típicas: motores eléctricos, cintas transportadoras, bombas, aplicaciones domésticas, en máquinas de oficina, máquinas herramientas y en aquellas máquinas donde quiera que haya elementos en rotación con baja fricción y poco ruido.

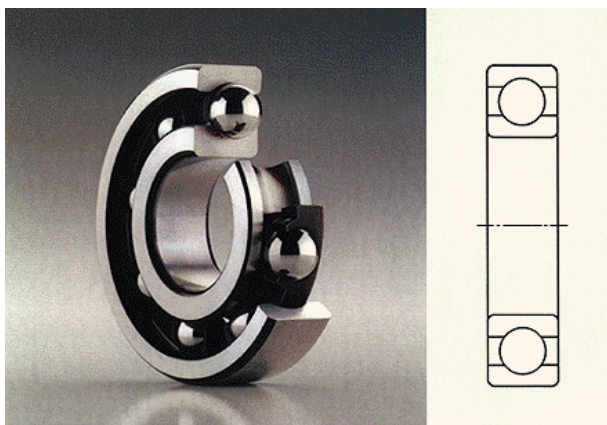


Figura 2.13. Rodamiento rígido de bolas de una sola hilera

2.4.3.2. Rodamientos de bolas de contacto angular.

De una sola hilera.

Los rodamientos de contacto angular de una sola hilera de bolas (*Figura 2.14*) pueden absorber fuerzas axiales y radiales. Las fuerzas axiales son absorbidas solamente en una dirección. El ángulo de contacto más fabricado es el de 40° , el cual puede absorber elevadas cargas axiales. Los rodamientos con ángulo de contacto de 15° , 25° y 30° son para husillos altamente revolucionados y son una ejecución especial de los rodamientos de contacto angular de una hilera de bolas. Su campo de aplicación está en aquellos equipos que tienen que girar a altas velocidades y donde se exija máxima precisión de guiado.

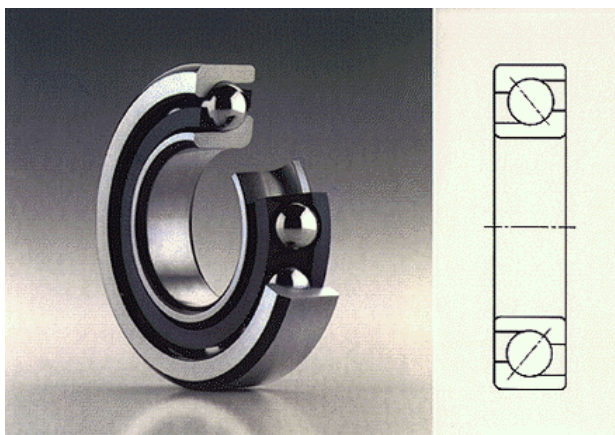


Figura 2.14. Rodamiento de bolas de contacto angular de una sola hilera

Generalmente los rodamientos de bolas de contacto angular se usan por parejas. Este par se encarga del contra guiado y el juego entre ellos se tiene que ajustar de manera apropiada. El tipo de montaje se explicará más adelante en un apartado específico.

De doble hilera.

El diseño de los rodamientos de bolas de contacto angular con dos hileras (*Figura 2.15*) corresponde a una pareja de rodamientos de bolas de contacto angular de una sola hilera con disposición en "O", excepto que solamente tienen un anillo interior y exterior conteniendo dos superficies de rodadura de bolas. Los ángulos con los que vienen fabricados pueden ser 25° , 35° y 45° .

Este tipo de rodamiento puede absorber altas fuerzas radiales y axiales en ambos sentidos. Para absorber cargas axiales, especialmente elevadas en sentido alternativo, existen rodamientos de contacto angular con dos hileras de bolas con el aro interior partido.

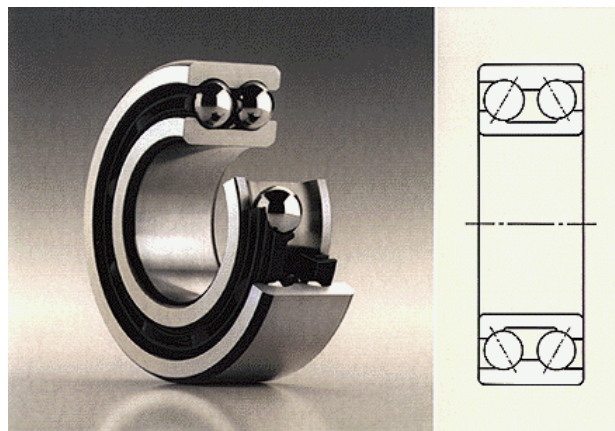


Figura 2.15. Rodamiento de bolas de contacto angular de doble hilera

Aplicaciones típicas: Motores verticales, máquinas herramientas, mezcladoras, bombas, ruedas de automóviles, apoyos de tornillos sin fin, maquinaria de alta velocidad, etc.

2.4.3.3. Rodamientos con cuatro caminos de rodadura.

Los rodamientos con cuatro caminos de rodadura (*Figura 2.16*) son rodamientos de contacto angular de una hilera de bolas que absorben fuerzas axiales en ambos sentidos. El perfil de la sección de los caminos de rodadura, tanto del aro interior como del exterior, consta de arcos circulares que forman arcos en punta. El aro interior de los rodamientos con cuatro caminos de rodadura está partido, por ello es posible equipar este rodamiento con una gran cantidad de bolas.

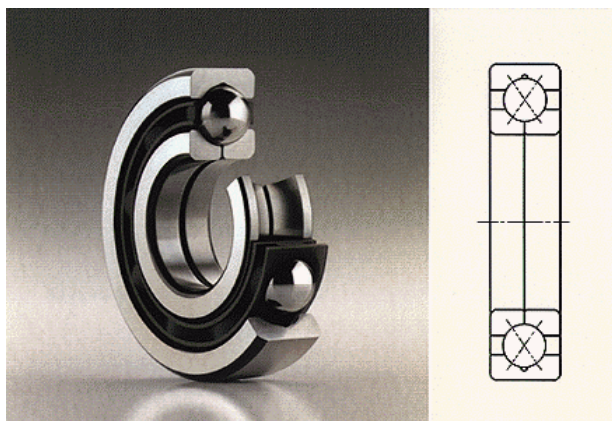


Figura 2.16. Rodamiento con cuatro caminos de rodadura

Aplicaciones típicas: La principal aplicación de estos rodamientos está en el campo de transmisión de potencia donde existen cargas axiales.

2.4.3.4. Rodamientos oscilantes de bolas.

El rodamiento oscilante de bolas (*Figura 2.17*), llamado también autoalineable o rodamiento de bolas a rotula, es un rodamiento con dos hileras y con un camino de rodadura esférico (cóncavo en el aro exterior). Esta última característica le permite al rodamiento autoalinearse (de esta forma compensa errores de alineación del eje respecto al soporte). Existen rodamientos con agujero cilíndrico y con agujero cónico. Asimismo existen rodamientos con aro interior ancho. Estos rodamientos no son desmontables.

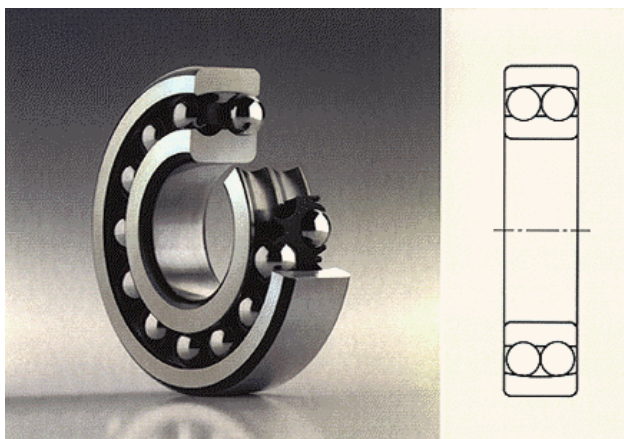


Figura 2.17. Rodamiento oscilante de bolas

Aplicaciones típicas: Para compensar errores de alineación del eje respecto al soporte.

2.4.3.5 Rodamientos de rodillos cilíndricos.

Los rodamientos de rodillos cilíndricos (*Figura 2.18; Figura 2.19*) son desmontables, lo que facilita el montaje y desmontaje del rodamiento. Tienen una gran capacidad de carga radial y, a causa de su construcción, es apropiado para ser usado a altas velocidades. Los anillos interior y exterior están disponibles en muchas variedades.

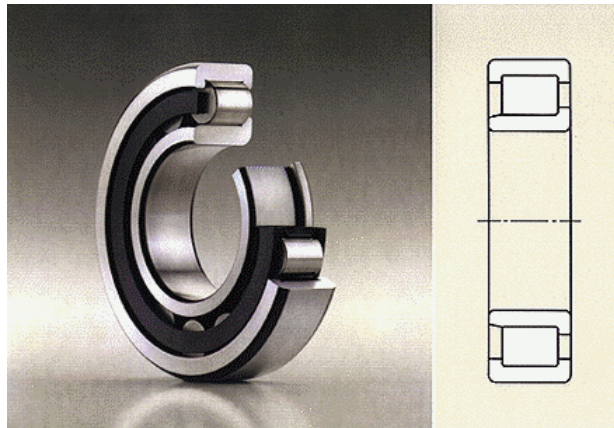


Figura 2.18. Rodamiento de rodillos cilíndricos de una sola hilera

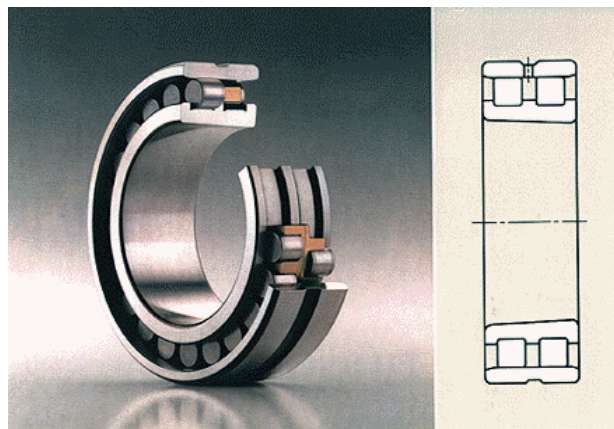


Figura 2.19. Rodamiento de rodillos cilíndricos de dos hileras

Aplicaciones típicas: Motores vibrantes, cajas reductoras, turbinas de gas, motores eléctricos de media y alta potencia, locomotoras eléctricas, prensas, poleas, husillos de máquinas herramientas y otros.

2.4.3.6. Rodamientos de agujas.

Los rodamientos de agujas (*Figura 2.20*) son un tipo particular de los rodamientos de rodillos cilíndricos, cuyos rodillos se caracterizan por ser de diámetro pequeño comparado con su longitud ($\text{longitud/diámetro} > 2.5$). Este rodamiento tiene como principal característica poder soportar una elevada carga radial en una sección reducida.



Figura 2.20. Rodamiento de agujas

Aplicaciones típicas: Mecanismos de sincronismo de cajas de cambio automáticas, engranajes planetarios de las reducciones epicicoidales de las ruedas de los vehículos industriales y otros.

2.4.3.7. Rodamiento de rodillos cónicos.

De una sola hilera.

Los rodamientos de rodillos cónicos son desmontables.

Las superficies de rodadura inclinadas permiten a los rodamientos soportar altas cargas radiales y axiales. Cuanto mayor sea el ángulo entre la superficie de rodadura y el eje de rotación del rodamiento, mayor es la relación entre la capacidad axial y radial del rodamiento. Debido a que los rodamientos de rodillos cónicos de una hilera sólo absorben cargas axiales en un sentido, generalmente es necesario montar simétricamente un segundo rodamiento de rodillo cónico para el guiado en sentido opuesto. No pueden ser aplicados como rodamientos libres (*Figura 2.21*).

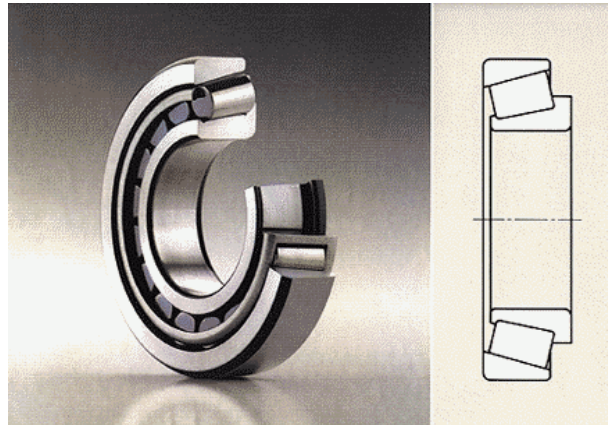


Figura 2.21. Rodamiento de rodillos cónicos de una sola hilera

De dos y cuatro hileras.

Cuando las capacidades de carga de los rodamientos de una sola hilera no son suficientes se usan rodamientos de dos o cuatro hileras. Estos tipos de rodamientos soportan altas cargas radiales y axiales en ambos sentidos. Además, pueden ser montados como rodamientos libres.

Aplicaciones típicas: Ventiladores mineros, máquinas herramientas, cajas reductoras, vagones de trenes, embarcaciones marítimas, aeronáuticas (tren de aterrizaje), cajas de cambios manual, ruedas de transmisiones de automóviles y camiones, máquinas de obras públicas, transmisiones y bujes de las ruedas de trenes, electrodomésticos y maquinaria industrial, en general.

2.4.3.8. Rodamientos oscilantes de rodillos.

De una sola hilera.

El rodamiento oscilante con una hilera de rodillos (*Figura 2.22*), es un rodamiento auto orientable. Se aplica adecuadamente en construcciones en la que se exige gran capacidad de carga radial y la compensación de errores angulares, asimismo está probada su utilidad en aplicaciones donde las fuerzas radiales son en forma de golpes.

Este rodamiento no es desmontable y se fabrica con agujero cilíndrico o cónico.

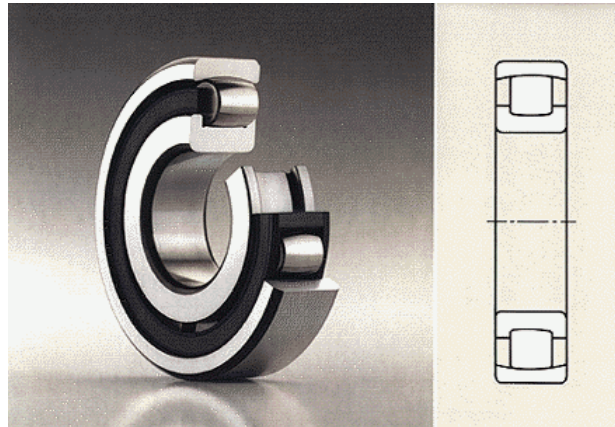


Figura 2.22. Rodamiento oscilante de rodillos de una sola hilera o rodamiento de rodillos esféricos

De doble hilera.

Este tipo de rodamiento oscilante de rodillos (*Figura 2.23*) es un rodamiento que absorbe cargas muy grandes, ya que compensa los errores de alineación entre apoyos y las posibles flexiones del eje. Contienen dos hileras de rodillos esféricos que se adaptan angularmente, sin esfuerzos, en el camino de rodadura cóncavo-esférico del aro exterior.

Estos rodamientos se fabrican con agujeros cilíndricos o cónicos y pueden tener manguito de montaje o desmontaje.

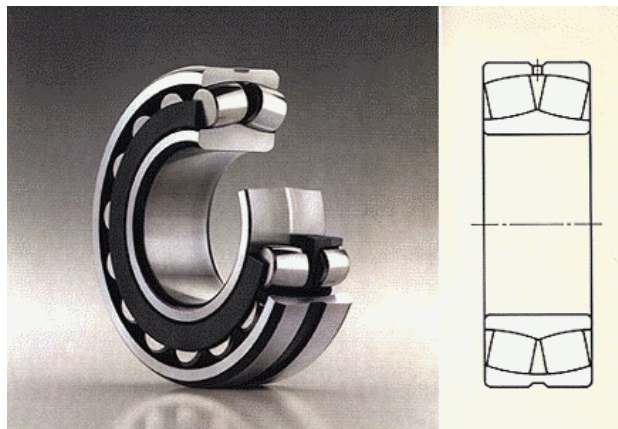


Figura 2.23. Rodamiento oscilante de rodillos (o de rodillos esféricos) de doble hilera

Aplicaciones típicas: Motores de tracción, maquinaria de fabricación de papel, embarcaciones marítimas, vagones de trenes, rodillos laminadores, molinos, zarandas vibratorias, chancadoras, ventiladores y extractores industriales.

2.4.3.9. Rodamientos axiales de bolas.

Hay rodamientos axiales de bolas de dos tipos:

Simple efecto.

Solo admiten cargas axiales en un sentido, permitiendo grandes cargas axiales y grandes velocidades. Tienen una hilera de bolas (*Figura 2.24*).

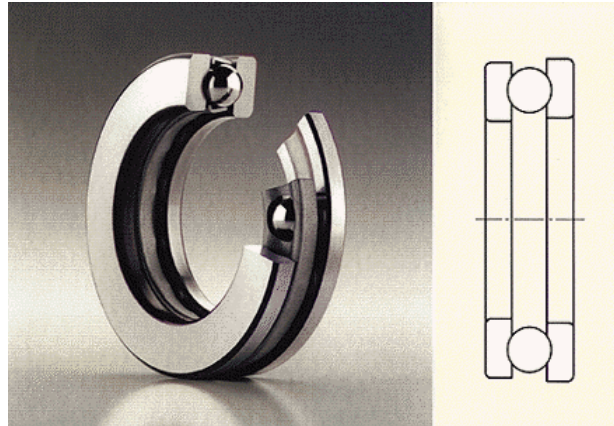


Figura 2.24. Rodamiento axial de bolas de simple efecto

Doble efecto.

Diseñados para soportar empujes axiales en ambos sentidos y, como en el caso anterior, pueden soportar grandes empujes a considerable velocidad de giro. Tienen doble hilera de bolas (*Figura 2.25*).

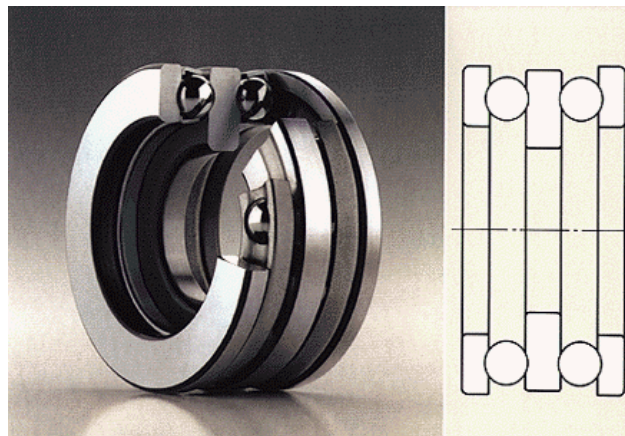


Figura 2.25. Rodamiento axial de bolas de doble efecto

Aplicaciones típicas: Máquinas herramientas, cajas reductoras, carteles publicitarios giratorios con ejes verticales y otros.

2.4.3.10. Rodamientos axiales de bolas de contacto angular.

Los rodamientos axiales de bolas de contacto angular se fabrican siguiendo dos tipos de configuración, ambos con un ángulo de 60° .

Simple efecto.

Son rodamientos de precisión con tolerancias restringidas. No son desmontables, funcionan con poco rozamiento y elevada precisión de posicionamiento. Tienen una hilera de bolas.

Doble efecto.

También son rodamientos de precisión con tolerancias restringidas, pero en este caso, el rodamiento está montado inmediatamente al lado del asiento cónico del eje de un rodamiento con dos hileras de rodillos cilíndricos. Tienen doble hilera de bolas (*Figura 2.26*).

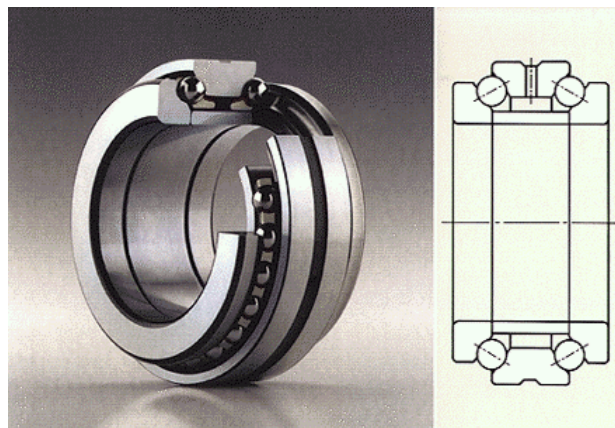


Figura 2.26. Rodamiento axial de bolas de contacto angular de doble efecto

Aplicaciones típicas: Máquinas herramientas.

2.4.3.11. Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos.

Los rodamientos axiales de rodillos cilíndricos (*Figura 2.27*) tienen una gran capacidad de carga, son insensibles a los golpes y absorben fuerzas axiales elevadas en un solo sentido. Son desmontables.

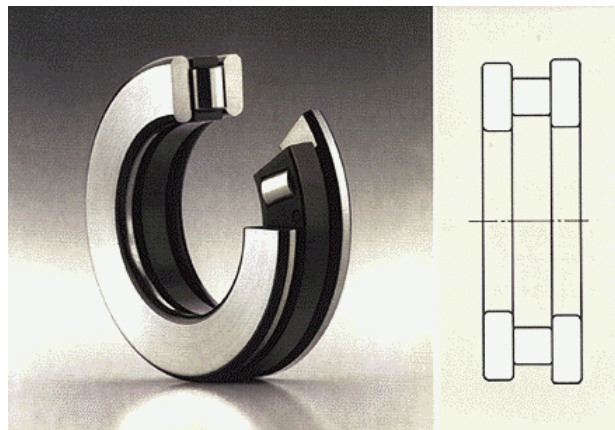


Figura 2.27. Rodamiento axial de rodillos cilíndricos

Aplicaciones típicas: Maquinas herramientas

2.4.12. Rodamientos axiales de rodillos cónicos.

Los rodamientos axiales de rodillos cónicos (*Figura 2.28*) se fabrican de dos tipos: para aplicaciones oscilantes y para aplicaciones con cargas muy altas. Debe tenerse en cuenta que las cargas radiales no deben ser mayores del 55% de la carga axial. Además son apropiados para elevadas revoluciones.

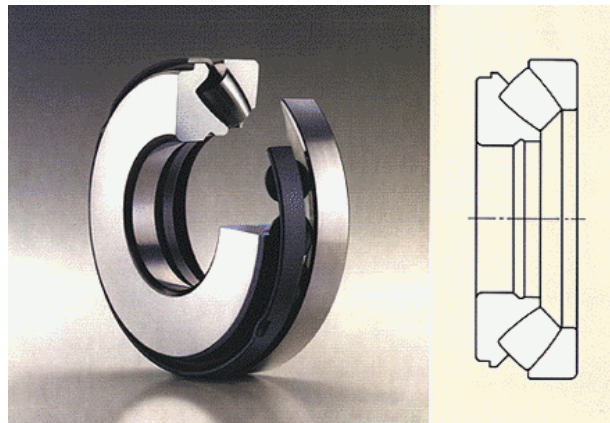


Figura 2.28. Rodamiento axial de rodillos cónicos

Aplicaciones típicas: Automoción y mesas giratorias en máquinas herramientas.

2.4.4. Comparación de los diferentes tipos.

Como ya se ha visto, cada tipo de rodamiento tiene unas características propias y, en consecuencia, unas aplicaciones u otras. Si se comparan entre sí, de una forma más visual, es posible obtener resultados como las gráficas de las *figuras 2.29 y 2.30*, en las que se comparan distintos tipos básicos de rodamientos en función de su vida a fatiga. En la *figura 2.29* se muestra la vida relativa de cada tipo y en la *figura 2.30* el precio de cada rodamiento para una vida a fatiga determinada.

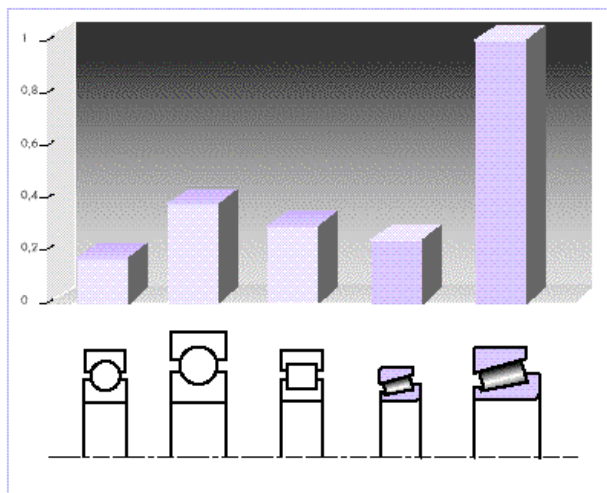


Figura 2.29. Comparación de vida a fatiga de distintos tipos de rodamientos para la misma combinación de carga radial-axial

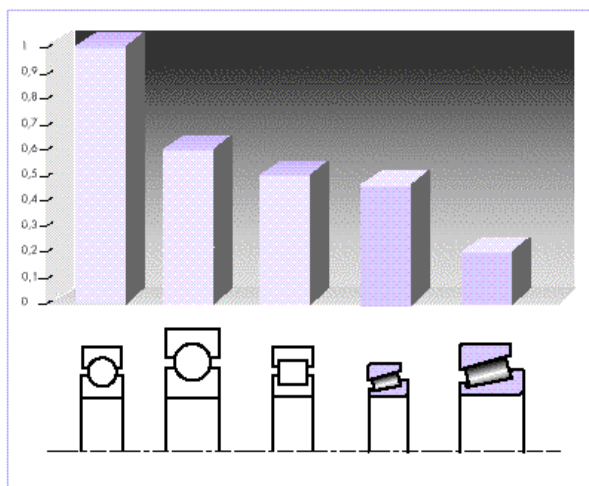


Figura 2.30. Comparación del precio de distintos tipos de rodamiento para una vida a fatiga determinada



2.4.5. Normalización de los rodamientos

Los rodamientos se denominan mediante una codificación que está normalizada en la DIN ISO 623, que indica el código de la serie de rodamiento, el cual agrupa al tipo de rodamiento, la serie de anchura y la serie de diámetro; junto a la serie del agujero.

Una denominación completa de un rodamiento incluye prefijos y sufijos, los cuales indican las características del rodamiento; estos no están sujetos a una norma específica, por esta razón que los fabricantes de rodamientos identifican a cada característica con distinta codificación.

Las normalizaciones se refieren a las medidas externas (diámetros de los anillos interior y exterior, ancho, radios de acuerdo, tolerancias dimensionales, etc.). Sin embargo, los elementos rodantes no están normalizados, para un mismo diámetro de agujero (diámetro del eje o árbol donde va embutido el rodamiento) existen varios rodamientos con diferentes capacidades de carga (y con distintos tamaños de los elementos rodantes).

Al grupo de rodamientos que presentan un mismo diámetro de agujero y diferentes capacidades de carga se le llama serie de rodamientos. Puede haber una gran variedad de series: extra-ligera, ligera, media, pesada, etc.

Generalmente, los rodamientos se designan por un código de letras y números. Así, por ejemplo, el rodamiento nominado como: 31216, da la siguiente información:

- La primera cifra (3) designa al tipo de cojinete (rodillos cónicos, de bolas de contacto angular, de rodillos cilíndricos, etc.).
- La segunda cifra (1) indica la serie de anchos.
- El tercer número (2) muestra la serie de diámetros.
- Los dos últimas cifras (16) son el número característico del agujero (diámetro del eje o árbol).

De todas maneras, los fabricantes suministran catálogos detallados de todos sus productos, indicando la forma de definir y elegir cada cojinete, como se puede observar en la denominación utilizada por FAG para sus rodamientos, la cual se muestra a continuación en sus parámetros fundamentales. Para ello utilizaremos como ejemplo nuestro rodamiento, FAG 7206B. Cuya descripción de los parámetros se realiza en la siguiente tabla. Se ha de tener en cuenta que 72 es equivalente a 702, según la normalización.

	72	06	B
a	b	c	d



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

a: Signos propuestos para órganos de rodamientos standard

Prefijo	Descripción
K	Jaula pre montada, con cuerpos rodantes
K	Aro desmontable de rodamientos de rodillos cilíndricos y cónicos
R	Conjunto de aros y jaula con cuerpos rodantes de rodamientos de rodillos cilíndricos y cónicos no desmontables
S	Rodamientos de acero inoxidable
GS	Aro ajustado al alojamiento de un rodamiento axial
WG	Aro ajustado al eje de un rodamiento axial

b: Denominación de la serie de rodamientos

- Código del tipo de rodamiento

Código	Descripción
1	Oscilante de bolas
2	Oscilante de bolas, cónico axial, oscilante de rodillos
3	Cónico
5	Axial de bolas
6	Rígido de bolas
7	Contacto angular
8	Axial cilíndrico
N, NU, NJ, NUP, NCF	Rodillos cilíndricos.
NN, NNC, NNF	Rodillos cilíndricos de doble fila
NA	Agujas
B, HSS, HCS	Para husillos
QJ	Cuatro caminos de rodadura

- Serie de anchura y diámetro

Se indican las series respectivas de acuerdo con lo mostrado en la siguiente figura (Figura 2.31), en función de las características del rodamiento.

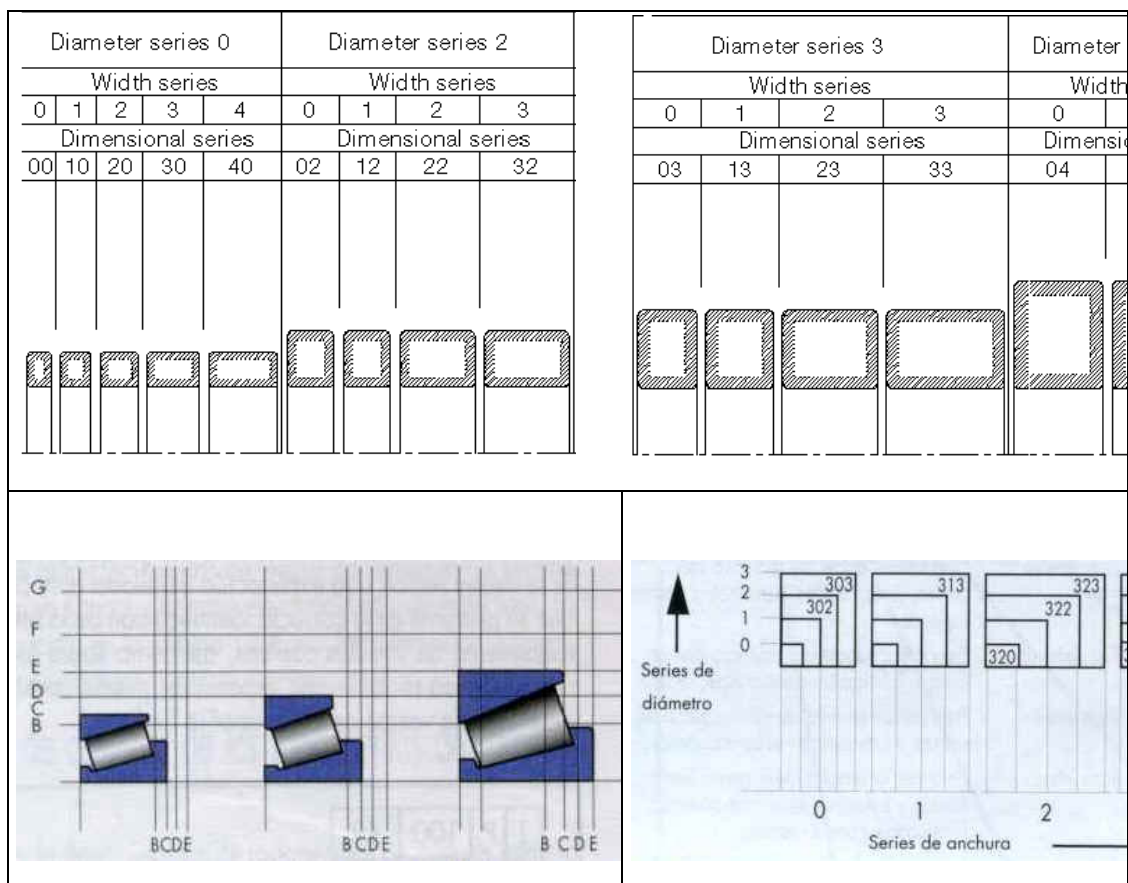


Figura 2.31. Representación de las series de anchos y diámetros según el tipo de los rodamientos



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

c : Serie de agujeros

Número de referencia de agujero	Diámetro del agujero en milímetros
00	10
01	12
02	15
03	17
04	20 (*)
05	25 (*)
.... (*)
96	480 (*)
/500	500
/530	530
	(*) Número del agujero x 5 = diámetro de agujero

d : Sufijo para características de diseño especial

Sufijo	Descripción
K	Agujero cónico 1:12
K30	Agujero cónico 1:30
E	Ejecución reforzada
A	Nueva ejecución interna
B	Nueva ejecución interna
S	Ranura circular y orificios de lubricación en el exterior
D	Aro interior partido
ZR	Con una tapa de protección
.2ZR	Con dos tapas de protección
RSR	Con una tapa de obturación
.2RSR	Con dos tapas de obturación
N	Ranura en aro exterior para anillo elástico



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento



Capítulo III

Cinemática y Dinámica de los Rodamientos

3.1. Cinemática de un rodamiento.

La descripción de las relaciones cinemáticas de los rodamientos es algo muy complicado, particularmente la de los elementos rodantes. Generalmente, los elementos rodantes giran alrededor de su propio eje y, simultáneamente, orbitan alrededor del eje del rodamiento. Además, los movimientos rodantes están acompañados por un cierto grado de deslizamiento sobre el camino de rodadura.

Es especialmente complicado en los rodamientos de bolas, los movimientos de las bolas son tridimensionales, con seis grados de libertad. Una bola, además, si su ángulo de contacto no es cero, puede tener un deslizamiento rotacional normal a la superficie de contacto, denominado “spinning”. Al mismo tiempo, la bola puede tener también otra clase de movimientos causados por el movimiento giroscópico.

En los rodamientos de cilindros, además de la rotación, la órbita y el deslizamiento del cilindro, puede existir una leve inclinación, es decir, el eje del cilindro puede no coincidir con el eje del rodamiento.

En la descripción de las relaciones cinemáticas de los rodamientos, además de los factores geométricos de los rodamientos, también intervienen otra serie de factores: la afección más seria que tiene lugar en los rodamientos es el deslizamiento interno, aunque también es importante la intervención de la holgura y de la carga.

En la *figura 3.1* se muestra una representación de las velocidades lineales y angulares (en radianes/segundo) de las componentes de un rodamiento en un caso general:

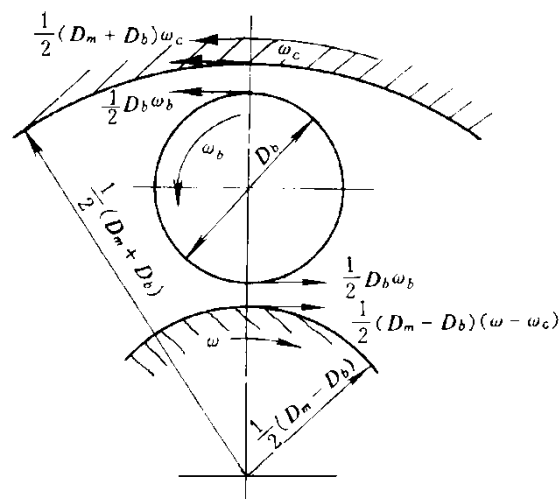


Figura 3.1. Representación de las velocidades angulares y lineales de los componentes de un rodamiento.

Para el estudio cinemático, se considerara que todos los elementos móviles del rodamiento presentan movimiento plano (solo cargas radiales). Al girar el rotor unido al anillo interno, causa el giro de los elementos rodantes en un movimiento complejo, aunque para el estudio cinemático puede aproximarse su movimiento al compuesto por una traslación alrededor del eje y otro girando sobre sí mismas (a semejanza de los planetas), rodando sobre la pista del rodamiento. La velocidad de rotación del elemento rodante sobre sí mismo y la de rotación de estos respecto al eje del rodamiento puede obtenerse según se detalla en la *figura 3.2*:

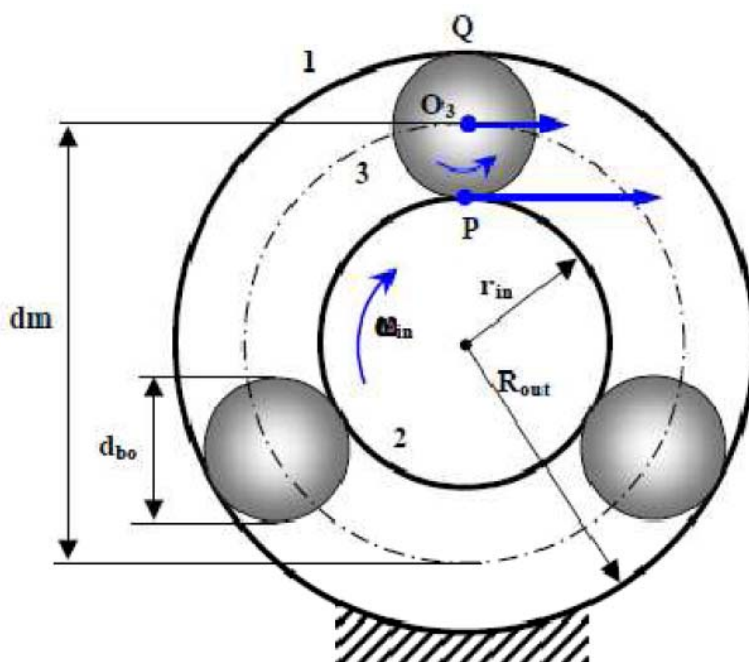


Figura 3.2. Diagrama del comportamiento cinemático de un rodamiento.

El modelo de rodamiento de la figura anterior considera que el anillo externo se encuentra fijo y el anillo interior gira con una velocidad angular ω_{in} . Debido a que estamos hablando de un caso de movimiento plano, se considera que no existe ángulo de contacto α . La velocidad del punto 'P' es:

$$V_{p2} = \omega_{in} \cdot r_{in}$$

Considerando que existe rodadura pura entre los elementos 2 y 3, se tiene que:

$$V_{p2} = V_{p3}$$

Por existir rodadura entre los elementos 1 y 3, la velocidad del punto 'Q' es igual a cero. 'Q' es el centro instantáneo de rotación del elemento 3 sobre el elemento 1.



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento

La velocidad del punto O_3 es la velocidad media de los puntos 'P' y 'Q':

$$V_{O3} = V_m = \frac{V_{P3} + V_{Q3}}{2} = \frac{V_{P3}}{2}$$

Al estar unido el movimiento de la jaula al del centro de las bolas, la velocidad tangencial de ambos es V_{O3} . Esta equivale a una velocidad angular $\omega_{O3/O2}$, alrededor del eje del rodamiento O_2 :

$$\omega_{O3/O2} = \frac{V_{O3}}{r_{in} + r_{bo}} = \frac{V_{P3}/2}{r_{in} + r_{bo}} = \frac{\omega_{in} \cdot r_{in}}{2 \cdot (r_{in} + r_{bo})}$$

$$\omega_{O3/O2} = \omega_{jaula} = \frac{\omega_{in} \cdot r_{in}}{2 \cdot (r_{in} + r_{bo})}$$

Para calcular la velocidad angular de los elementos rodantes sobre su propio eje $\omega_{3/O3}$, comenzamos planteando la ecuación de velocidades relativas:

$$V_{P3} = V_{O3} + V_{P3/O3}$$

Teniendo en cuenta que:

$$V_{P2} = V_{P3} = \omega_{in} \cdot r_{in}$$

$$V_{O2} = \frac{V_{P3}}{2} = \frac{\omega_{in} \cdot r_{in}}{2}$$

$$V_{P3/O3} = \omega_{3/O3} \cdot r_{bo}$$

Resulta:

$$\omega_{in} \cdot r_{in} = \frac{\omega_{in} \cdot r_{in}}{2} + \omega_{3/O3} \cdot r_{bo}$$

Despejando:

$$\omega_{3/O2} = \omega_{bola} + \frac{\omega_{in} \cdot r_{in}}{2 \cdot r_{bo}}$$

La transmisión de la carga de un anillo a otro se realiza a través de los elementos rodantes. El número de ciclos de presión de un punto de la pista de rodadura sobre el que actúa un elemento rodante cargado tiene una influencia muy importante en el funcionamiento y la vida de un rodamiento.

Además de la carga externa que soporta el rodamiento, las fuerzas centrífugas y los momentos giroscópicos de los elementos rodantes contribuyen en un aumento de la distribución de carga sobre los elementos rodantes.

3.1.1. Particularización de las ecuaciones a nuestro rodamiento.

Anteriormente hemos comentado la cinemática de un rodamiento de bolas convencional. Esos cálculos podemos adecuarlos a nuestro rodamiento, pensado, en los primeros pasos del proyecto técnico que nos ocupa, para el estudio dinámico.

En nuestro caso, el modelo de rodamiento implementado considera que el anillo externo es fijo y el rotor gira movido por un par aplicado en el centro de masas de éste. Cada aspa del rotor está unida, mediante muelles, a un cilindro pasante que atraviesa cada bola por su centro (Figura 3.3).

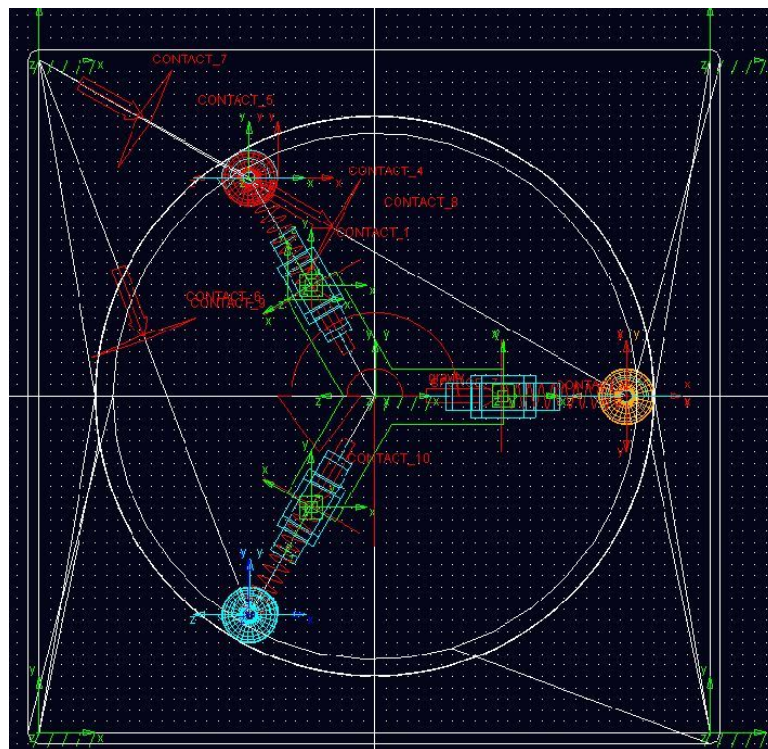


Figura 3.3. Modelo rodamiento de 3 bolas

A continuación se van a plantear los tres casos que se pueden dar en el comportamiento cinemático del rodamiento.

En este caso tenemos el siguiente planteamiento basado en la *figura 3.4*, donde tenemos deslizamiento y el CIR (punto I) queda por encima del punto de contacto entre bola y pista exterior:

$$\overline{V_B} = \overline{V_A} + \omega_{bola} \cdot \overline{r_{bola}}$$

$$\overline{V_B} - \overline{V_{desl}} = 2 \cdot (\overline{V_A} - \overline{V_{desl}}); \text{ Despejando } V_B: \overline{V_B} = 2 \cdot \overline{V_A} - \overline{V_{desl}}$$

$$\text{Sustituyendo: } \overline{V_{desl}} = \overline{V_A} - \omega_{bola} \cdot \overline{r_{bola}}$$

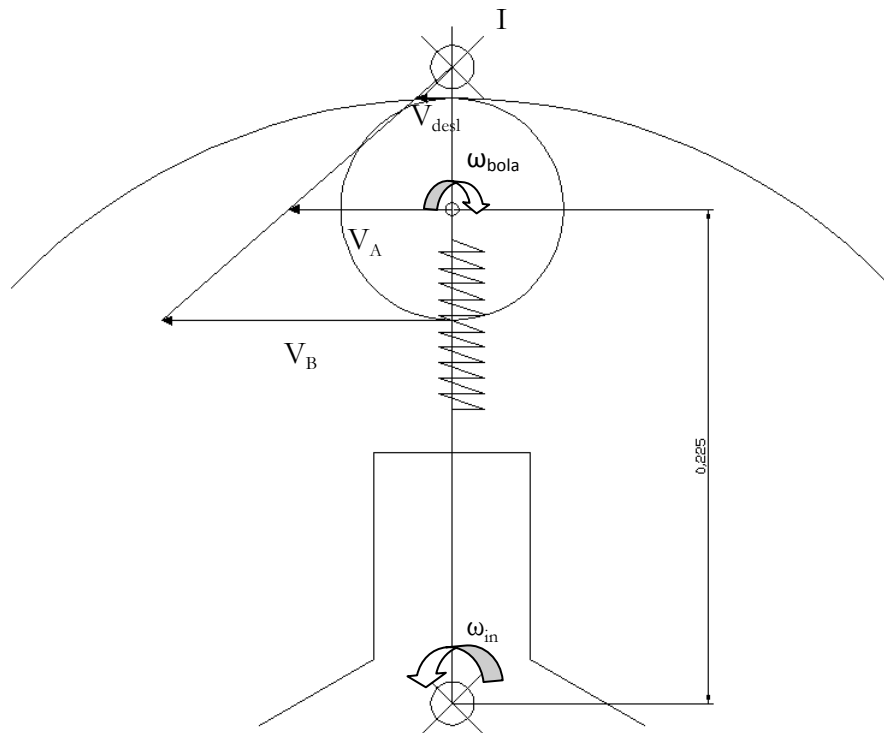


Figura 3.4. Diagrama del comportamiento cinemático del rodamiento con deslizamiento

En caso de que exista rodadura pura y no exista deslizamiento (*Figura 3.5*):

$$0 = V_A - V_{bola}; \quad V_A = V_{bola}$$

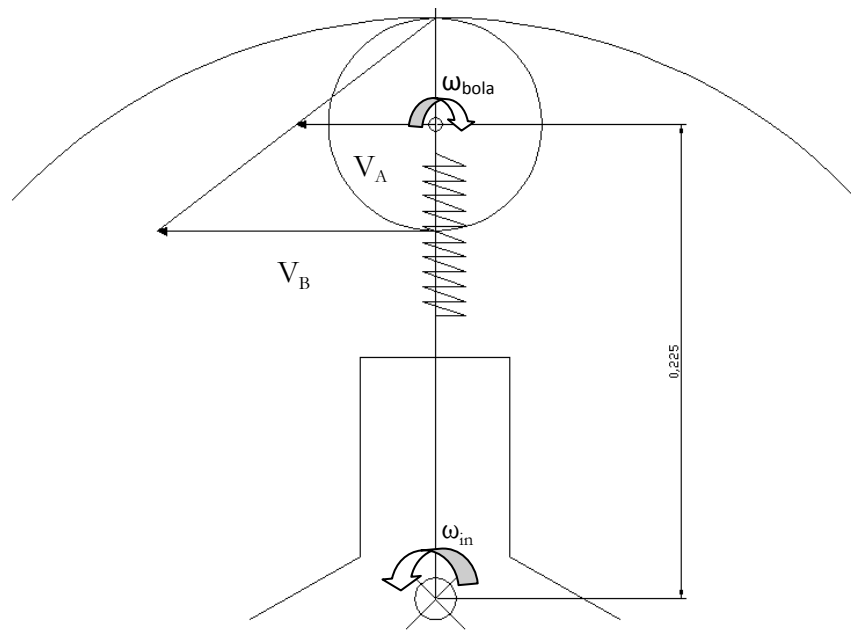


Figura 3.5. Diagrama del comportamiento cinemático del rodamiento sin deslizamiento

Por último se analiza el comportamiento cinemático del rodamiento donde tenemos deslizamiento y el CIR (punto I) queda por debajo del punto de contacto entre bola y pista exterior (Figura 3.6).

Las ecuaciones varían debido a la situación del punto I, quedando de la siguiente manera:

$$\overline{V_B} = \overline{V_A} + \omega_{bola} \cdot \overline{r_{bola}}$$

$$\overline{V_B} + \overline{V_{desl}} = 2 \cdot (\overline{V_A} + \overline{V_{desl}}); \text{ Despejando } V_B: \overline{V_B} = 2 \cdot \overline{V_A} + \overline{V_{desl}}$$

$$\text{Sustituyendo: } \overline{V_{desl}} = \omega_{bola} \cdot \overline{r_{bola}} - \overline{V_A}$$

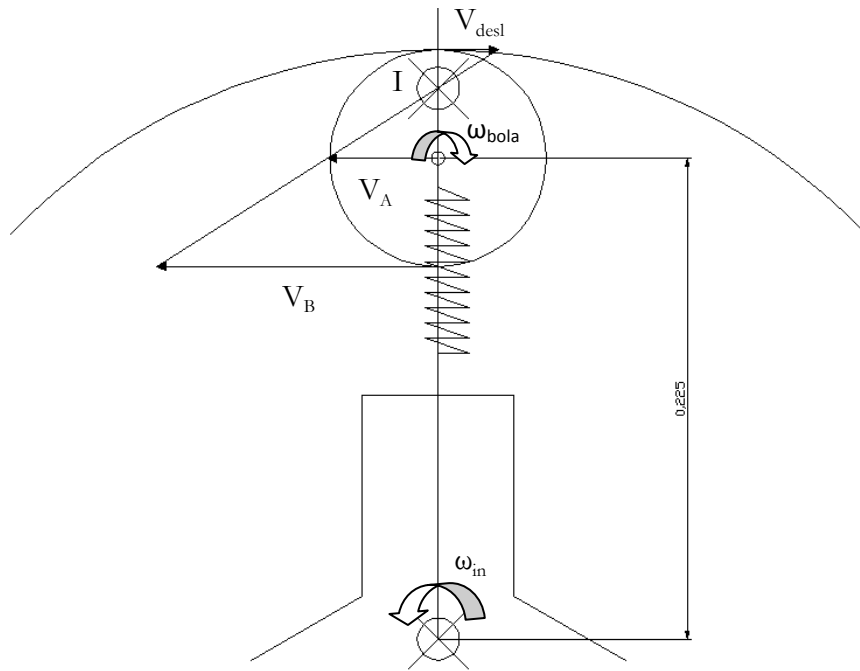


Figura 3.6. Diagrama del comportamiento cinemático del rodamiento modelado

- Para el cálculo de la velocidad lineal de la bola:

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola}$$

Donde:

- V_{bola} velocidad lineal de la bola [m/s]
- ω_{bola} velocidad angular de la bola [rad/s]
- r_{bola} radio de la bola [m]

- Para el cálculo de la velocidad lineal del punto A respecto a la velocidad angular del rotor:

$$V_A = \omega_{in} \cdot r_A$$

Donde:

- V_A velocidad lineal del punto A [m/s]
- ω_{in} velocidad angular del rotor [rad/s]
- r_B distancia existente entre el centro del rodamiento al punto A [m]



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

En el capítulo VI se llevará a cabo el análisis de los resultados obtenidos mediante la presentación de gráficas comparativas de las velocidades de deslizamiento.

3.2. Dinámica de un rodamiento de bolas y rodillos.

El estudio dinámico se realiza bajo la hipótesis de que el rodamiento solamente soporta carga radial. De hecho, estos modelos están ideados para soportar cargas radiales y no axiales.

En rodamientos, es posible conocer como se distribuye la carga sobre las bolas o rodillos que los componen partiendo del conocimiento de cómo cada bola o rodillo porta la carga.

Para ello, primero hay que desarrollar la relación carga-desplazamiento de los elementos rodantes en contacto con las pistas, ya que, estos son los encargados de transmitir la carga externa desde un anillo al otro.

En la mayoría de las aplicaciones, las velocidades de rotación no suelen ser tan grandes como para generar en las bolas o rodillos fuerzas centrífugas significativas que afecten a la distribución de la carga aplicada.

Por otro lado, debemos saber que las fuerzas de fricción y los momentos que actúan sobre los elementos rodantes no afectan de manera significativa a la distribución de carga. Por ello, podemos despreciar de manera satisfactoria los efectos que estas fuerzas y momentos generan sobre la distribución de carga.

A continuación vamos a estudiar diferentes métodos de análisis para rodamientos de bolas y rodillos con cargas radiales estáticas.

3.2.1. Rodamientos de bolas y rodillos bajo carga radial.

Lo que se va a analizar en esta sección es la distribución de carga en rodamientos radiales de bolas o rodillos bajo carga radial.

Conocido el rodamiento con el que vamos a trabajar y los datos de partida imprescindibles como son la geometría, la fuerza radial que va a soportar y si el rodamiento tiene holgura o si, por el contrario, la holgura es nula, podremos partir en el cálculo de la distribución de carga y el desplazamiento que sufre el rodamiento debido a la fuerza radial ejercida sobre él.

Sea el rodamiento mostrado en la *figura 3.7*, sometido a la carga Q :

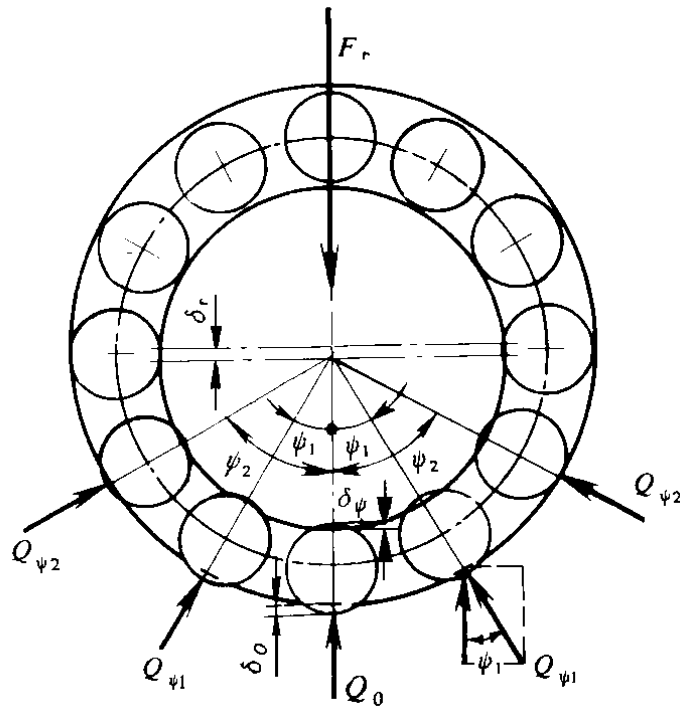


Figura 3.7. Distribución de fuerzas en los elementos rodantes

La relación carga-desplazamiento en un rodamiento expresada de forma general:

$$Q = K_n \cdot \delta^n$$

Donde:

- δ_n : Desplazamiento elástico total entre dos anillos.
- K_n : Factor carga-desplazamiento (depende del elemento rodante).
- T : Coeficiente dado como $1/n$ ($n=3/2$ para bolas; $n=10/9$ para rodillos).
- Q : Carga total aplicada al rodamiento.

Esta relación es muy importante ya que de ella podremos hallar otras ecuaciones que nos ayudaran en nuestro cálculo.

El desplazamiento elástico total (δ_n) entre los dos anillos es la suma del desplazamiento elástico entre el elemento rodante y la pista del anillo interior (δ_i) y el desplazamiento elástico entre el elemento rodante y la pista del anillo exterior (δ_e):

$$\delta_n = \delta_i + \delta_e$$



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento

Si igualamos a la relación carga-desplazamiento:

$$\delta_n = \delta_i + \delta_e = Q^T \left(\frac{1}{(K_i)^{1/n}} + \frac{1}{(K_e)^{1/n}} \right) = Q^T \left(\frac{1}{K_n} \right)^{1/n}$$

Simplificando obtenemos:

$$K_n = \left[\frac{1}{\left(\frac{1}{K_i} \right)^{(1/n)} + \left(\frac{1}{K_e} \right)^{(1/n)}} \right]^n$$

Además, sabemos que para bolas:

$$K_p = 2.15 \times 10^5 \sum \rho^{-1/2} (\delta^*)^{-3/2}$$

Y de manera similar para rodillos:

$$K_l = 7.86 \times 10^4 l^{-8/9}$$

El desplazamiento radial para un elemento rodante en cualquier posición angular viene dado por la siguiente ecuación:

$$\delta_\psi = \delta_r \cos \psi - \frac{1}{2} P_d$$

Donde:

- δ_r : Desplazamiento relativo entre los anillos siguiendo la línea de carga (es decir, $\Psi=0^\circ$).
- δ_ψ : Desplazamiento elástico siguiendo la línea del ángulo Ψ .
- P_d : Holgura diametral.

Esta ecuación la podemos dejar en términos de máximo desplazamiento:

$$\delta_\psi = \delta_{m\acute{a}x} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right]$$

Donde ϵ es el factor de distribución de carga, que se puede calcular de la siguiente manera (Figura 3.8):

$$\epsilon = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{P_d}{2\delta_r} \right)$$

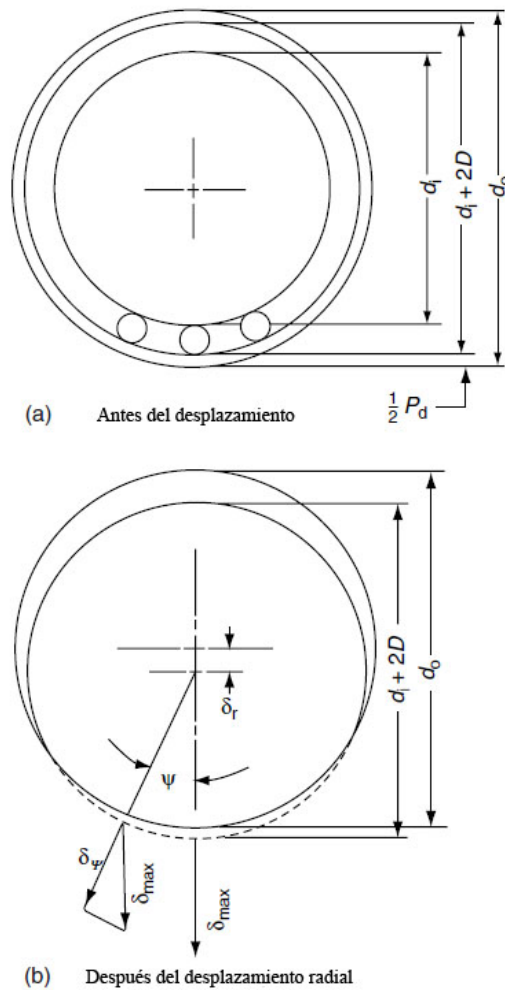


Figura 3.8. Desplazamiento del anillo.

Partiendo la ecuación anterior podemos determinar el ángulo por el que se extiende la distribución de carga (Ψ_l) tal que:

$$\psi_l = \cos^{-1} \left(\frac{P_d}{2\delta_r} \right)$$

En la siguiente figura 3.9 podemos observar los valores del factor de distribución de carga que nos vamos a encontrar dependiendo de si hay holgura o si, por el contrario, es nula y, las diferentes distribuciones de carga.

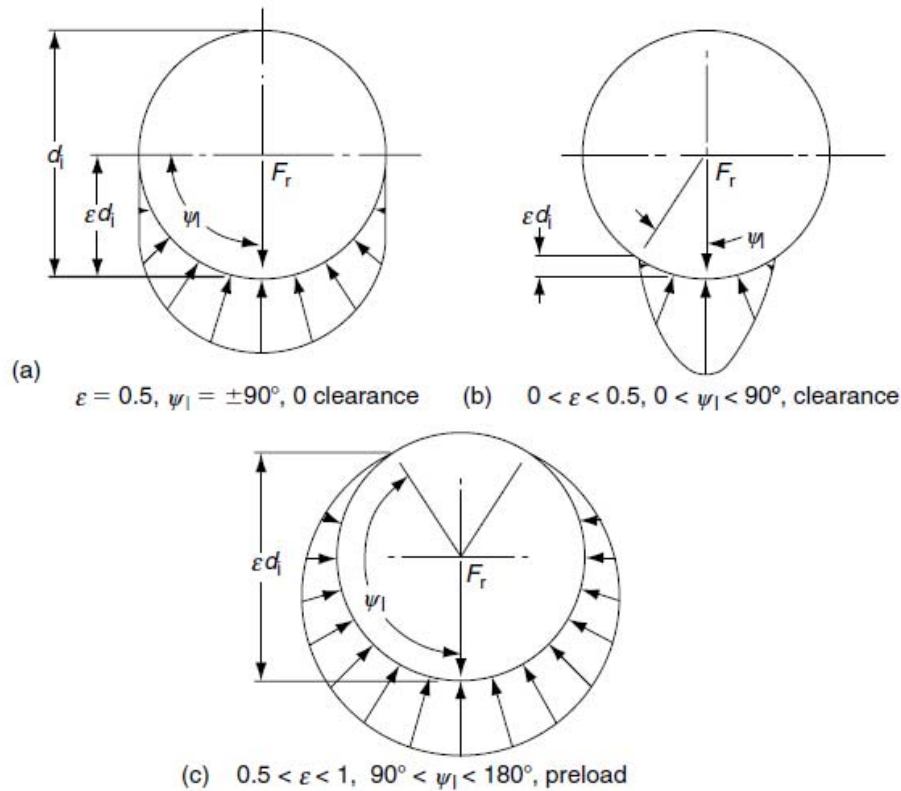


Figura 3.9. Distribución de carga en elementos rodantes para diferentes valores de holgura.

La figura 3.9 nos aporta la suficiente información como para saber, a la hora del cálculo, que valores dar a ε con una cierta lógica hasta llegar al exacto como veremos más adelante con algunos ejemplos.

Vemos que si no tenemos holgura (figura a) el valor de ε va a estar en torno a 0.5 y la carga se va a distribuir por toda la mitad inferior del rodamiento ($\Psi_l = \pm 90^\circ$).

En cambio, cuando tenemos holgura (figura b) los valores de ε van a estar entre 0 y 0.5 y la carga se va a distribuir por un ángulo más pequeño.

Con holgura negativa podemos ver que ε estará entre 0.5 y 1 lo cual implica que la distribución de carga va a ocupar un ángulo mayor de $\pm 90^\circ$ pero menor de $\pm 180^\circ$.

A partir de valores mayores que 1 para ε la carga se distribuye por todo el rodamiento, tanto por la mitad inferior como por la mitad superior del rodamiento.

Volviendo a la ecuación general carga-desplazamiento,

$$Q = K_n \cdot \delta^n$$



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento

Podemos sacar la siguiente relación entre la carga en un elemento rodante cualquiera y la carga máxima, como ya vimos con el desplazamiento:

$$Q_{\psi} = Q_{\max} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right]^n$$

También sabemos que la carga máxima se da cuando $\Psi=0^\circ$, es decir, la bola o rodillo que soporta la carga máxima es el que se encuentra en la dirección de la carga radial:

$$Q_{\max} = K_n \cdot \delta_{\psi=0}^n = K_n \left(\delta_r - \frac{1}{2} P_d \right)^n$$

La condición de equilibrio estático para el anillo interno puede definirse con la ecuación:

$$F_r = \sum_{\psi=0}^{\Psi=\pm\Psi_l} Q_{\psi} \cos \psi$$

Desarrollando esta ecuación llegamos a la siguiente expresión:

$$F_r = Z Q_{\max} J_r(\varepsilon)$$

Sustituyendo Q_{\max} obtenemos:

$$F_r = Z K_n \left(\delta_r - \frac{1}{2} P_d \right)^n J_r(\varepsilon)$$

Donde $J_r(\varepsilon)$ es un factor que depende del número de elementos rodantes y del tipo de los mismos.

Su valor se encuentra en tablas o gráficas directamente relacionadas con el factor de distribución de carga, como se muestra a continuación (*Figura 3.10; Tabla 3.1*):

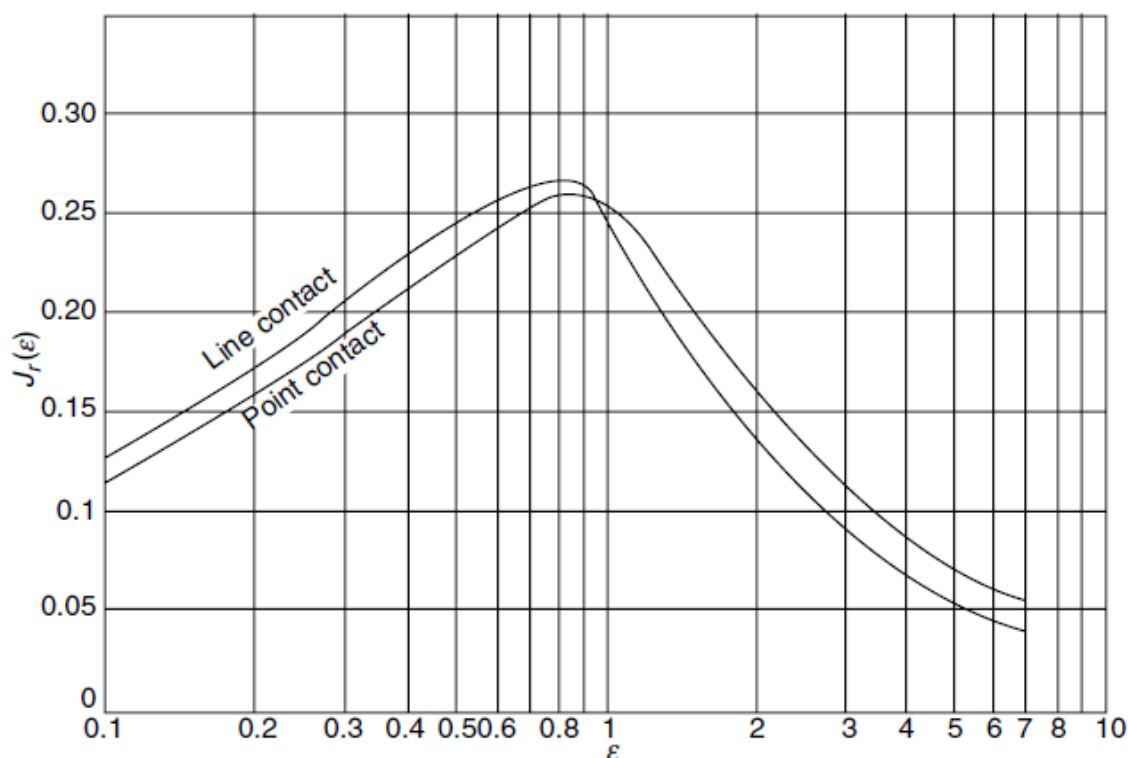


Figura 3.10. $J_r(\varepsilon)$ vs. ε para rodamientos radiales de bolas y rodillos.

Tabla 3.1. Valores de $1/J_r$ para diferente tipo y número de elementos rodantes.

Elementos Rodantes		Número de Elementos Rodantes						
		6	7	8	10	12	15	20
Tipo	Bolas	4,43	4,34	4,35	4,38	4,36	4,37	4,36
	Rodillos	4,10	4,03	4,07	4,10	4,08	4,07	4,08

Se han mostrado las ecuaciones más importantes de manera generalizada tanto para rodamientos de bolas como de rodillos.

A continuación se podrán ver las ecuaciones aproximadas de carga máxima para rodamientos de bolas y rodillos.

Para un rodamiento de bolas con holgura cero y sujeto a una carga radial simple, Stribeck determina que:

$$Q_{\max} = \frac{4.37 F_r}{Z \cos \alpha}$$

Para un rodamiento de rodillos con holgura radial interna nula y sujeto a una carga radial simple, la carga máxima puede ser calculada mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{\max} = \frac{4.08 F_r}{Z \cos \alpha}$$

Para rodamientos radiales de bolas o rodillos pero con holgura diametral (*Figura 3.11*), podemos hacer uso de la siguiente aproximación:

$$Q_{\max} = \frac{5 F_r}{Z \cos \alpha}$$

Sin embargo, esta ecuación no es adecuada para el cálculo de la carga máxima soportada para rodamientos con cargas ligeras.

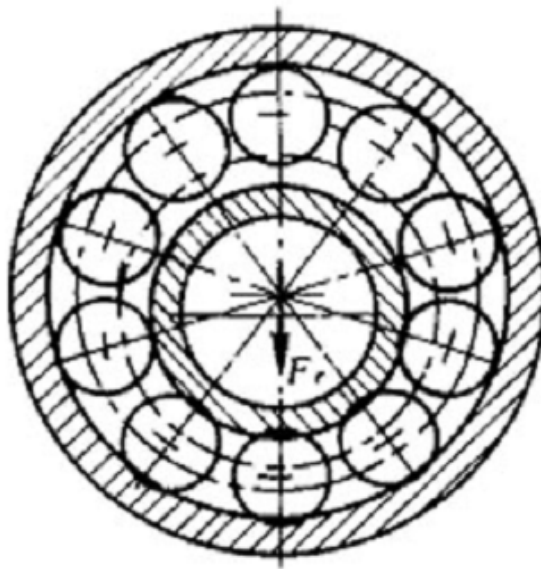


Figura 3.11. Rodamiento con holgura sometido a carga radial.



3.2.2. Métodos analíticos del cálculo dinámico de rodamientos de bolas y rodillos.

3.2.2.1. Métodos de cálculo de carga máxima y distribución de carga en rodamientos de bolas.

En este apartado vamos a ver cada método con un ejemplo de aplicación de lo visto anteriormente.

Método 1.1: Prueba y error.

Este primer método se trata del modo de resolución más exacto y con el que vamos a obtener los resultados con menor error como se probará más adelante.

Ejemplo 1.1. Tenemos un rodamiento de bolas (209) que experimenta una carga radial de 8900N y del que disponemos de los siguientes datos:

Dimensiones y datos de interés:

$$\begin{array}{ll}
 d_i = 52.291\text{mm} & d_m = (d_i + d_o)/2 = 65\text{mm} \\
 d_o = 77.706\text{mm} & P_d = d_o - d_i - 2D = 0.015\text{mm} \\
 D = 12.7\text{mm} & \gamma = D \cdot \cos \alpha / d_m = 0.1954 \\
 Z = 9 & \sum \rho_i = 0.202\text{mm}^{-1} \\
 r_i = 6.6\text{mm} & F(\rho)_i = 0.9399 \\
 r_o = 6.6\text{mm} & \sum \rho_o = 0.138\text{mm}^{-1} \\
 f_i = r_i / D = 0.52 & F(\rho)_o = 0.9120 \\
 f_o = r_o / D = 0.52 & n = 1.5 \text{ (rodamiento de bolas)}
 \end{array}$$

Se pide calcular la distribución de carga y la carga máxima soportada.

Lo primero que tenemos que calcular es la relación entre la carga y el desplazamiento tanto para el anillo interior (K_i) como para el exterior (K_o) y así poder conocer la relación total K_n .

Como vimos en la teoría, K depende del tipo de elemento rodante; en este caso, tenemos un rodamiento de bolas, por lo tanto, hacemos uso de la siguiente ecuación:

$$K_p = 2.15 \times 10^5 \sum \rho^{-1/2} (\delta^*)^{-3/2}$$

Necesitamos conocer δ_i^* y δ_o^* , para lo cual utilizamos la *figura 3.12* que nos relaciona δ^* vs. $F(\rho)$ que presentamos a continuación para saber cómo utilizarla:

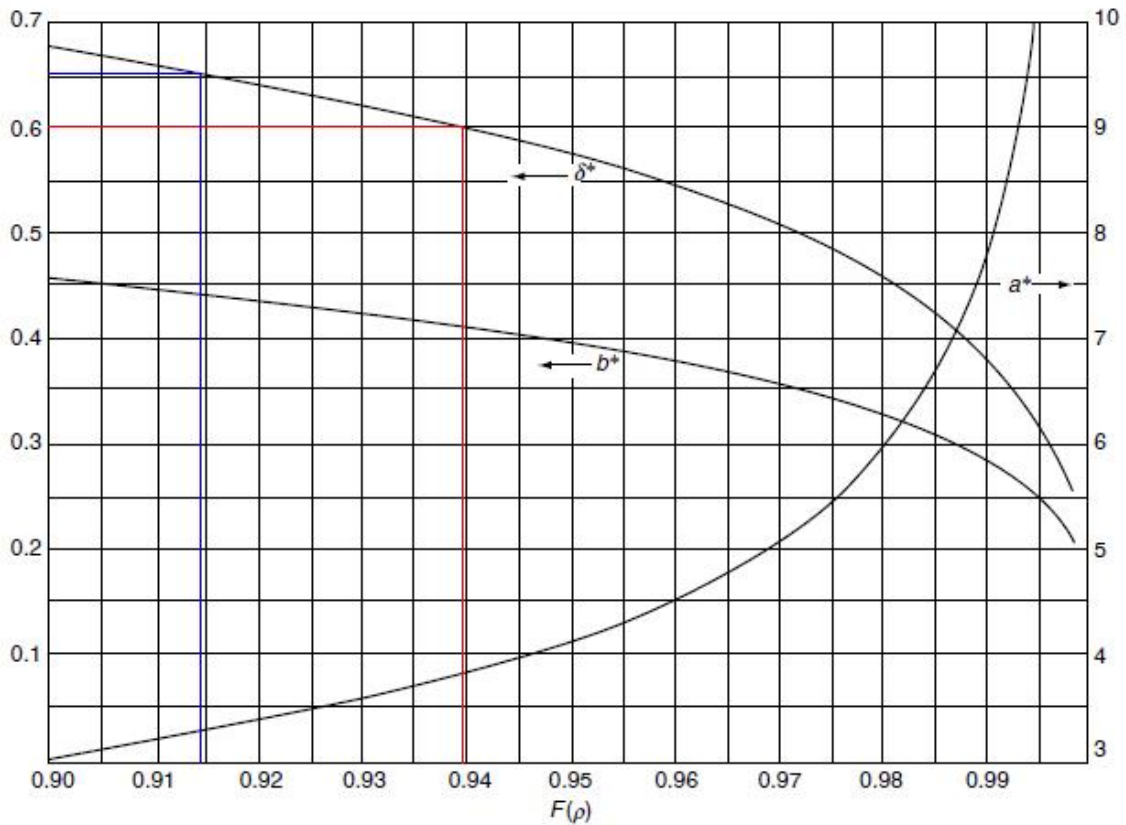


Figura 3.12. δ^* vs. $F(\rho)$. En azul δ_o^* y en rojo δ_i^* .

Sustituimos los valores en la ecuación y obtenemos:

$$K_{p_i} = 2.15 \times 10^5 \sum \rho_i^{-1/2} (\delta_i^*)^{-3/2} = 2.15 \times 10^{-5} \cdot (0.202^{-1/2}) \cdot (0.602)^{-3/2} = 1.026 \times 10^6 \text{ N/mm}$$

$$K_{p_o} = 2.15 \times 10^5 \sum \rho_o^{-1/2} (\delta_o^*)^{-3/2} = 2.15 \times 10^{-5} \cdot (0.138^{-1/2}) \cdot (0.658)^{-3/2} = 1.089 \times 10^6 \text{ N/mm}$$

Ahora podemos calcular K_n de la siguiente manera:

$$K_n = \left[\frac{1}{\left(\frac{1}{K_i} \right)^{1/n} + \left(\frac{1}{K_e} \right)^{1/n}} \right]^n = \left[\frac{1}{\left(\frac{1}{1.026} \right)^{0.667} + \left(\frac{1}{1.089} \right)^{0.667}} \right]^{1.5} \times 10^6 = 3.735 \times 10^5 \text{ N/mm}^{1.5}$$

Planteamos un sistema de dos ecuaciones de las que vamos a desconocer tres términos, por lo que procedemos como sigue:

- 1) Damos un valor a δ_r que este en torno a las micras (μ).

2) Con este valor aleatorio calculamos ε y $J_r(\varepsilon)$ por separado e intentamos que coincidan en la gráfica.

3) Si coinciden es el valor correcto de δ_r y podríamos proseguir con el cálculo.

Si no coinciden hay que dar otro valor a δ_r y repetir el proceso.

$$F_r = ZK_n \left(\delta_r - \frac{1}{2} P_d \right)^{1.5} J_r(\varepsilon) \rightarrow (\delta_r - 0.0075)^{1.5} J_r(\varepsilon) = 0.002654$$

$$\left. \begin{aligned} J_r(\varepsilon) &= \frac{0.002654}{(\delta_r - 0.0075)^{1.5}} \\ \varepsilon &= \frac{1}{2} \left(1 - \frac{P_d}{2\delta_r} \right) = 0.5 - \frac{0.00375}{\delta_r} \end{aligned} \right\} \text{Resolvemos con los pasos indicados.}$$

En este caso, el valor de δ_r va a ser igual 0.06 mm o 60 μm . Este valor lo sustituimos en cada una de las ecuaciones anteriores, resolvemos por separado obteniendo para J_r (0.434)=0.218 y para ε =0.438 y comprobamos los resultados en la siguiente gráfica (Figura 3.13):

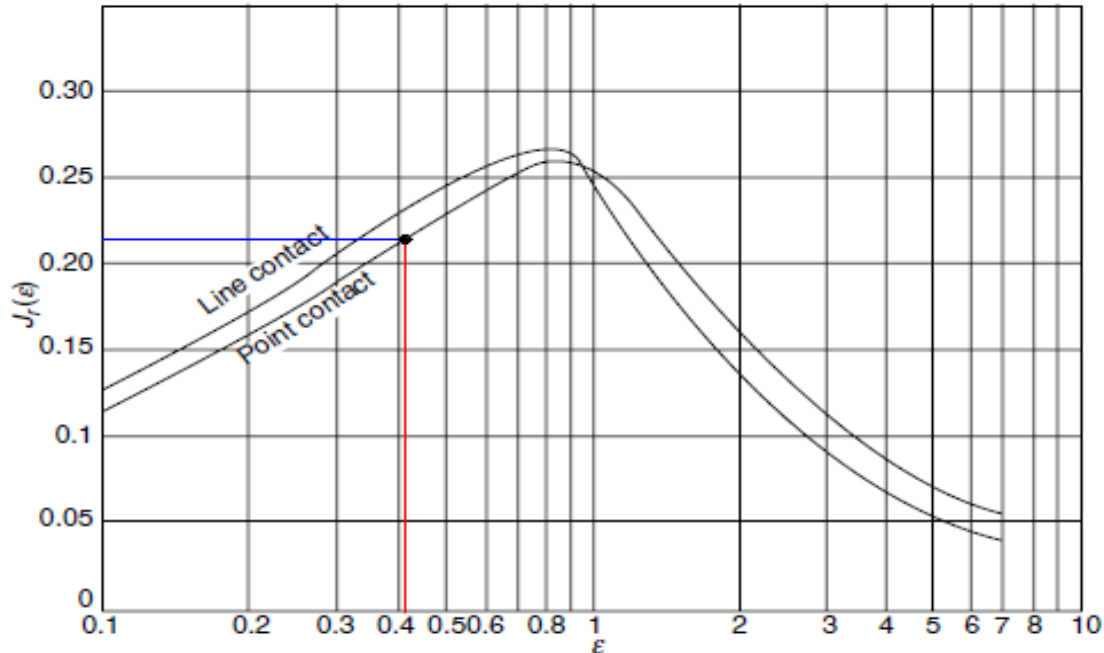


Figura 3.13. En rojo el valor de ε y en azul el valor de $J_r(\varepsilon)$.

Podemos observar que coinciden los valores en el mismo punto de la curva para rodamientos de bolas, por lo que podemos afirmar que 60 μm es el valor exacto que toma el desplazamiento radial δ_r .



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

Si no hubiese coincidido tendríamos que dar otro valor δ_r y repetir el proceso hasta encontrar el resultado exacto.

Ahora ya conocemos todos los valores necesarios para el cálculo de la carga máxima (Q_{\max}):

$$F_r = ZQ_{\max}J_r(\varepsilon)$$

$$8900 = 9 \times Q_{\max} \times 0.218$$

$$Q_{\max} = 4536N$$

Conocido el número de bolas que tiene el rodamiento podemos saber la disposición de las mismas y, por lo tanto, podemos calcular la carga que soporta cada una de ellas o, lo que es lo mismo, la distribución de carga en el rodamiento.

$$\Delta\psi = \frac{360^\circ}{Z} = \frac{360^\circ}{9} = 40^\circ$$

$$Q_\psi = Q_{\max} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos\psi) \right]^n = 4536 \left[1 - \frac{1}{2 \times 0.438} (1 - \cos\psi) \right]^{1.5} = 4536 \cdot (1.142 \cdot \cos\psi - 0.142)^{1.5}$$

En la anterior ecuación obtenemos Q en función de Ψ . Los resultados finales se muestran en la siguiente tabla 3.2:

Tabla 3.2. Resultados obtenidos para la distribución de cargas por el método 1

Ψ	$\cos \Psi$	Q_ψ (N)
0°	1	4536
$\pm 40^\circ$	0.7660	2836
$\pm 80^\circ$	0.1737	61
$\pm 120^\circ$	-0.5	0
$\pm 160^\circ$	-0.9397	0

Método 1.2: Ecuación de Stribeck.

Como hemos visto en el apartado 3.2, la ecuación de Stribeck solo se puede usar con rodamientos de bolas para cara radial pura y holgura nula. Sabiendo esto, resolvemos el siguiente ejemplo.

Ejemplo 1.2. Haciendo uso de la ecuación de Stribeck, determinar, para el mismo rodamiento radial de bolas que en el ejemplo 1.1, la distribución de carga y la carga máxima que soporta si está sometido a $F_r=8900N$.

Lo primero que hay que suponer para poder aplicar la ecuación de Stribeck es que el rodamiento no tiene holgura diametral y que la carga es radial pura:

$$Q_{\max} = \frac{4.37 F_r}{Z \cos \alpha} = \frac{4.37 \cdot 8900}{9 \cdot \cos(0^\circ)} = 4321N$$

Como sabemos que la holgura es cero, $\epsilon=0.5$ (Figura 3.14):

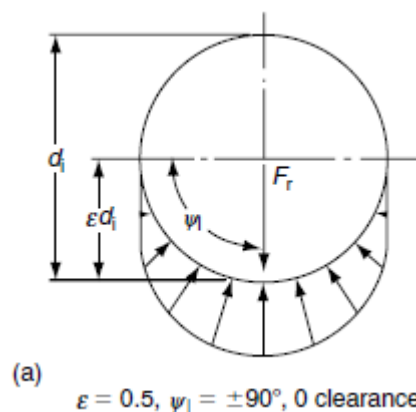


Figura 3.14. Distribución de carga en un rodamiento sin holgura

Sustituimos en la siguiente ecuación y obtenemos obtenemos Q en función de Ψ :

$$\Delta \psi = \frac{360^\circ}{Z} = \frac{360^\circ}{9} = 40^\circ$$

$$Q_\psi = Q_{\max} \left[1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos \psi) \right]^n = 4536 \left[1 - \frac{1}{2 \times 0.5} (1 - \cos \psi) \right]^{1.5} = 4321 \cdot \cos^{1.5} \psi$$



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

Los resultados finales se presentan en la siguiente *tabla 3.3*:

Tabla 3.3. Resultados obtenidos para la distribución de cargas por el método 2

Ψ	Q_{Ψ} (N)
$\pm 0^{\circ}$	4321
$\pm 40^{\circ}$	2897
$\pm 80^{\circ}$	313
$\pm 120^{\circ}$	0
$\pm 160^{\circ}$	0

Método 1.3: Ecuación aproximada.

A continuación vamos a resolver con la ecuación de carga máxima aproximada el ejemplo 1. Esta aproximación se utiliza para rodamientos tanto de bolas como de rodillos con holgura diametral.

Ejemplo 1.3. Tenemos un rodamiento de bolas (209) que experimenta una carga radial de 8900N. Calcular distribución de carga y carga máxima soportada. (Datos: mirar ejemplo 1.1).

La ecuación aproximada que vamos a utilizar es la siguiente:

$$Q_{\max} = \frac{5F_r}{Z \cos \alpha} = \frac{5 \cdot 8900}{9 \cdot \cos(0^{\circ})} = 4944N$$

Conocida la carga máxima, podemos calcular $J_r(\epsilon)$ y, seguidamente, ϵ de manera aproximada en la *figura 3.15*:

$$F_r = ZQ_{\max}J_r(\epsilon)$$

$$8900 = 9 \times 4944 \times J_r(\epsilon)$$

$$J_r(\epsilon) = 0.2 \Rightarrow \epsilon = 0.35$$

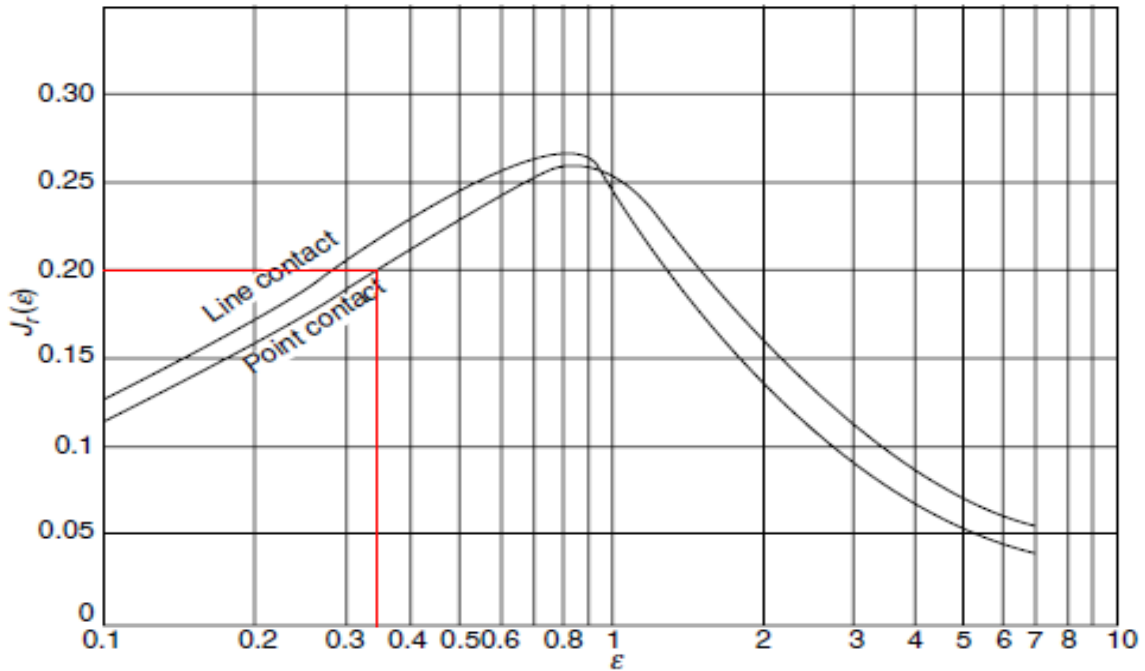


Figura 3.15. En rojo se señala como se calcula el valor de ε .

Sustituyendo ε en la siguiente ecuación obtenemos Q en función de Ψ :

$$\Delta\psi = \frac{360^\circ}{Z} = \frac{360^\circ}{9} = 40^\circ$$

$$Q_\psi = Q_{\max} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos\psi) \right]^n = 4944 \left[1 - \frac{1}{2 \times 0.35} (1 - \cos\psi) \right]^{1.5} = 4944 \cdot (1.4286 \cdot \cos\psi - 0.42856)^{1.5}$$

A continuación se muestra la *tabla 3.4* con los resultados de la distribución de carga:

Tabla 3.4. Resultados obtenidos para la distribución de cargas por el método 3

Ψ	Q_ψ (N)
$\pm 0^\circ$	4944
$\pm 40^\circ$	2686
$\pm 80^\circ$	0
$\pm 120^\circ$	0
$\pm 160^\circ$	0

El error relativo que se comete haciendo uso de este método con respecto al primer método, que es más exacto, es de 8,3%.



3.2.2.2. Métodos de cálculo de carga máxima y distribución de carga en rodamientos de rodillos.

Método 2.1: Prueba y error.

Este método es igual que el que se ha utilizado en el ejemplo 1 de rodamientos radiales de bolas y se deben seguir los mismos pasos. Lo único que va a cambiar es el cálculo de K_n .

Ejemplo 2.1. Tenemos un rodamiento de rodillos (209) que experimenta una carga radial de 4450N y del que disponemos de los siguientes datos:

Dimensiones y datos de interés:

$$\begin{aligned} d_i &= 54.991mm & d_m &= (d_i + d_o)/2 = 65mm \\ d_o &= 75.032mm & P_d &= d_o - d_i - 2D = 0.041mm \\ D &= 10mm & l &= 9.601mm \\ Z &= 14 & R &= r_i = r_o \rightarrow \infty \\ F(\varrho)_i &= F(\varrho)_o = 1 & n &= 1.11 \text{ (rodamiento de rodillos)} \end{aligned}$$

Se pide calcular la distribución de carga y la carga máxima soportada.

Lo primero que tenemos que calcular es la relación entre la carga y el desplazamiento total K_n .

Como vimos en la teoría, K depende del tipo de elemento rodante; en este caso, tenemos un rodamiento de rodillos, por lo tanto, hacemos uso de la siguiente ecuación:

$$K_l = 7.86 \times 10^4 l^{8/9} = 7.86 \times 10^4 (9.6)^{8/9} = 5.869 \times 10^5 \text{ N/mm}^{1.11}$$

Ahora podemos calcular K_n de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} K_n &= \left[\frac{1}{\left(\frac{1}{K_l}\right)^{1/1.11} + \left(\frac{1}{K_l}\right)^{1/1.11}} \right]^{1.11} = \left[\frac{1}{\left(\frac{1}{K_l} + \frac{1}{K_l}\right)^{1/1.11}} \right]^{1.11} = \left[\frac{1}{\left(\frac{2}{K_l}\right)^{1/1.11}} \right]^{1.11} = \left(\frac{1}{2}\right)^{1.11} \cdot K_l = \\ &= (0.5)^{1.11} \cdot 5.869 \times 10^5 = 2.720 \times 10^5 \text{ N/mm}^{1.11} \end{aligned}$$

Planteamos un sistema de dos ecuaciones de las que vamos a desconocer tres términos, por lo que procedemos como sigue:

- 1) Damos un valor a δ_r que este en torno a las micras (μ).
- 2) Con este valor aleatorio calculamos ϵ y J_r (ϵ) por separado e intentamos que coincidan en la gráfica.

3) Si coinciden es el valor correcto de δ_r y podríamos proseguir con el cálculo.

Si no coinciden hay que dar otro valor a δ_r y repetir el proceso.

$$F_r = ZK_n \left(\delta_r - \frac{1}{2} P_d \right)^{1.11} J_r(\varepsilon)$$

$$(\delta_r - 0.0205)^{1.11} J_r(\varepsilon) = 0.001169$$

$$J_r(\varepsilon) = \frac{0.001169}{(\delta_r - 0.0205)^{1.11}}$$

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{P_d}{2\delta_r} \right) = 0.5 - \frac{0.01025}{\delta_r}$$

Resolvemos con los pasos indicados.

En este caso, el valor de δ_r va a ser igual 0.03 mm o 30 μm . Este valor lo sustituimos en cada una de las ecuaciones anteriores, resolvemos por separado obteniendo para J_r (0.182)=0.165 y para ε =0.182 y comprobamos los resultados en la siguiente *figura 3.16*:

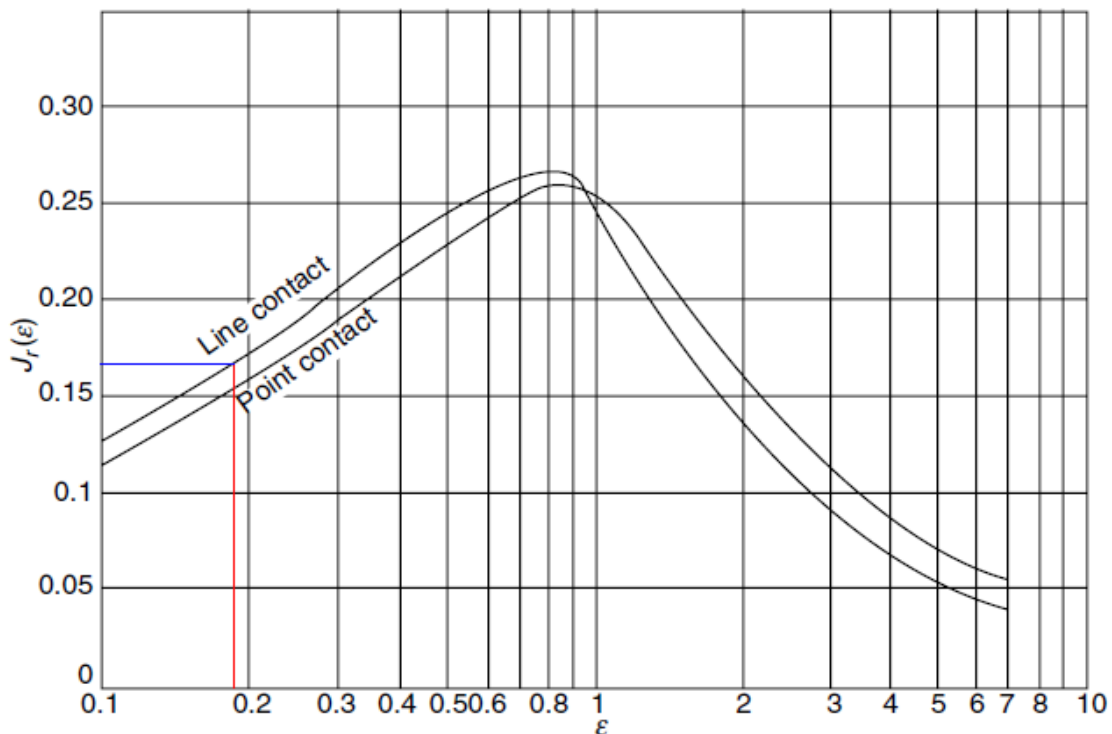


Figura 3.16. En rojo el valor de ε y en azul el valor de $J_r(\varepsilon)$.



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

Podemos observar que coinciden los valores en el mismo punto de la curva para rodamientos de rodillos, por lo que podemos afirmar que $30\text{ }\mu\text{m}$ es el valor exacto que toma el desplazamiento radial δ_r .

Si no hubiese coincidido tendríamos que dar otro valor δ_r y repetir el proceso hasta encontrar el resultado exacto.

Ahora ya conocemos todos los valores necesarios para el cálculo de la carga máxima (Q_{\max}):

$$F_r = ZQ_{\max}J_r(\varepsilon)$$

$$4450 = 14 \times Q_{\max} \times 0.165$$

$$Q_{\max} = 1926\text{N}$$

Conocido el número de rodillos que tiene el rodamiento podemos saber la disposición de los mismos y, por lo tanto, podemos calcular la carga que soporta cada uno de ellos o, lo que es lo mismo, la distribución de carga en el rodamiento.

$$\Delta\psi = \frac{360^\circ}{Z} = \frac{360^\circ}{14} = 25.71^\circ$$

$$Q_\psi = Q_{\max} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos\psi) \right]^n = 1926 \left[1 - \frac{1}{2 \times 0.182} (1 - \cos\psi) \right]^{1.11} = 1926 \cdot (2.741 \cdot \cos\psi - 1.741)^{1.11}$$

De la ecuación anterior obtenemos Q en función de Ψ . Los resultados finales se muestran en la siguiente *tabla 3.5*:

Tabla 3.5. Resultados obtenidos para la distribución de cargas por el método 1

Ψ	$\cos \Psi$	Q_ψ (N)
0°	1	1926
25.71°	0.901	1355
51.42°	0.6237	0
77.13°	0.2227	0
102.84°	-0.2227	0
128.55°	-0.6237	0
154.26°	-0.901	0
180°	-1	0

$$\psi_l = \cos^{-1} \left(\frac{P_d}{2\delta_r} \right) = \pm 50^\circ 10'$$



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

Este ángulo nos indica el máximo número de elementos rodantes cargados.

Método 2.2: Ecuación aproximada.

A continuación vamos a resolver con la ecuación de carga máxima aproximada el ejemplo 2.1. Esta aproximación se utiliza para rodamientos tanto de bolas como de rodillos con holgura diametral.

Ejemplo 2.2. Tenemos un rodamiento de rodillos (209) que experimenta una carga radial de 4450N. Calcular distribución de carga y carga máxima soportada. (Datos: mirar ejemplo 2.1).

La ecuación aproximada que vamos a utilizar es la siguiente:

$$Q_{\max} = \frac{5F_r}{Z \cos \alpha} = \frac{5 \cdot 4450}{14 \cdot \cos(0^\circ)} = 1589N$$

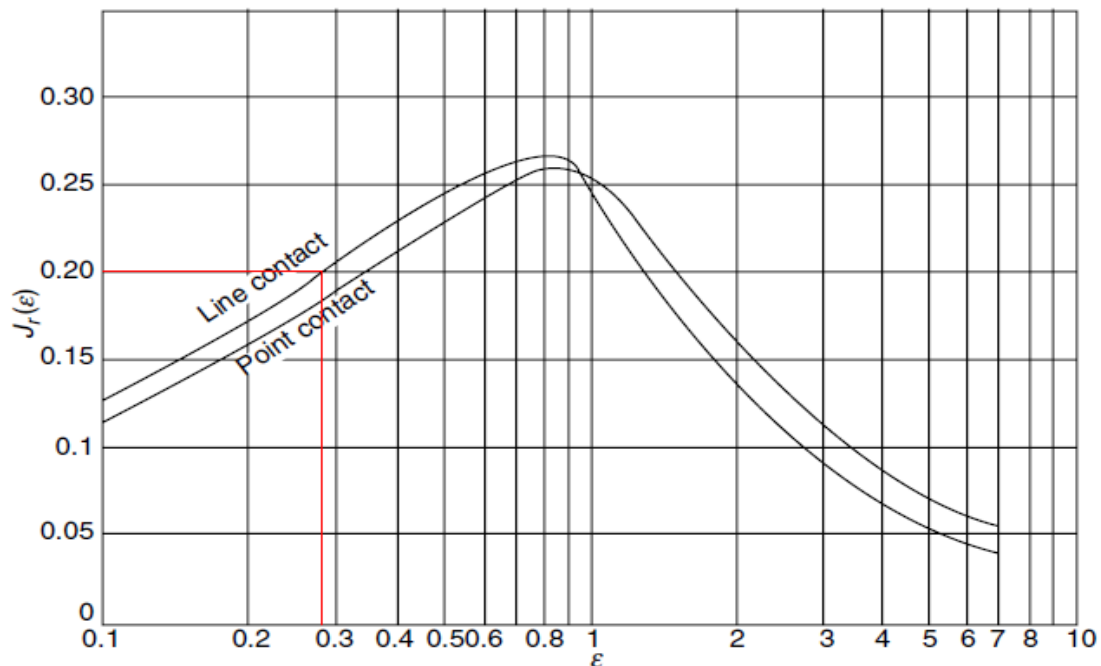
Conocida la carga máxima, podemos calcular $J_r(\epsilon)$ y, seguidamente, ϵ de manera aproximada en la *figura 3.17*:

$$F_r = ZQ_{\max} J_r(\epsilon)$$

$$4450 = 14 \times 1589 \times J_r(\epsilon)$$

$$J_r(\epsilon) = 0.2$$

$$\epsilon = 0.28$$





Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

Figura 3.17. En rojo se señala como se calcula el valor de ε
Sustituyendo ε en la siguiente ecuación obtenemos Q en función de Ψ :

$$\Delta\psi = \frac{360^\circ}{Z} = \frac{360^\circ}{14} = 25.71^\circ$$

$$Q_\psi = Q_{\max} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right]^n = 1589 \left[1 - \frac{1}{2 \times 0.28} (1 - \cos \psi) \right]^{1.11} = 1589 \cdot (1.786 \cdot \cos \psi - 0.786)^{1.11}$$

A continuación se muestra la *tabla 3.6* con los resultados de la distribución de carga:

Tabla 3.6. Resultados obtenidos para la distribución de cargas por el método 2

Ψ	Q_ψ (N)
0°	1589
25.71°	1280
51.42°	461
77.13°	0
102.84°	0
128.55°	0
154.26°	0
180°	0

El error relativo que se comete haciendo uso de este método aproximado con respecto al método exacto es de 17,5%.

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{P_d}{2\delta_r} \right) \quad \left(\frac{P_d}{2\delta_r} \right) = 1 - 2\varepsilon$$

$$\psi_l = \cos^{-1} \left(\frac{P_d}{2\delta_r} \right) = \cos^{-1} (1 - 2\varepsilon) = \pm 63^\circ 54'$$

3.2.3. Desplazamiento radial en rodamientos con anillos rígidos.

Como hemos visto en los apartados anteriores, es posible conocer, siguiendo diferentes métodos de cálculo, la distribución de carga y la carga máxima en rodamientos tanto de bolas como de rodillos sometidos a una carga radial simple.

Palmgren establece una serie de fórmulas para el cálculo del desplazamiento radial en rodamientos para unas condiciones específicas de carga aplicada.

Para rodamientos de bolas de contacto angular (*Figura 3.18*) que trabajan a una velocidad media o baja, de ranura profunda y sujetos a una carga radial, la cual sólo produce desplazamiento radial ($\delta_a = 0$), tenemos que,

$$\delta_r(\varepsilon) = 4.36 \times 10^{-4} \frac{Q_{\max}^{2/3}}{D^{1/3} \cdot \cos \alpha}$$

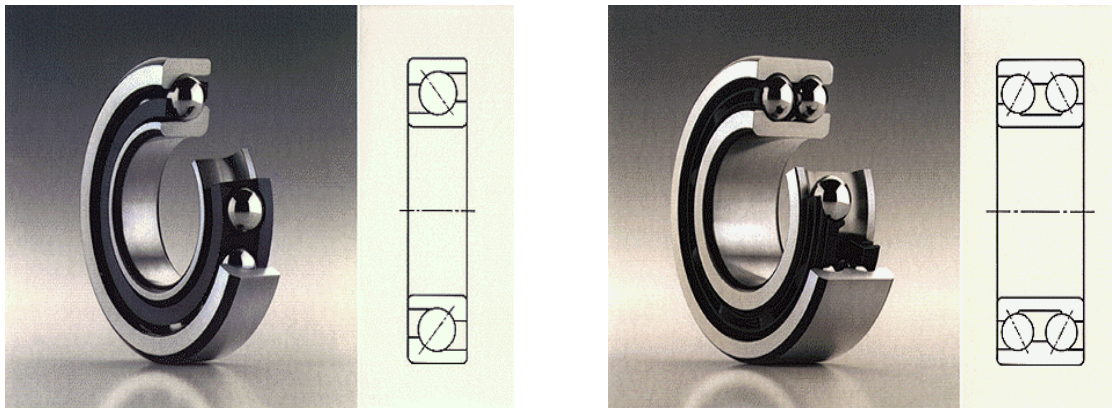


Figura 3.18. Rodamientos de bolas de contacto angular de una y dos hileras

Para rodamientos de bolas autoalineables (*Figura 3.19*) la ecuación queda de la siguiente manera,

$$\delta_r(\varepsilon) = 6.98 \times 10^{-4} \frac{Q_{\max}^{2/3}}{D^{1/3} \cdot \cos \alpha}$$

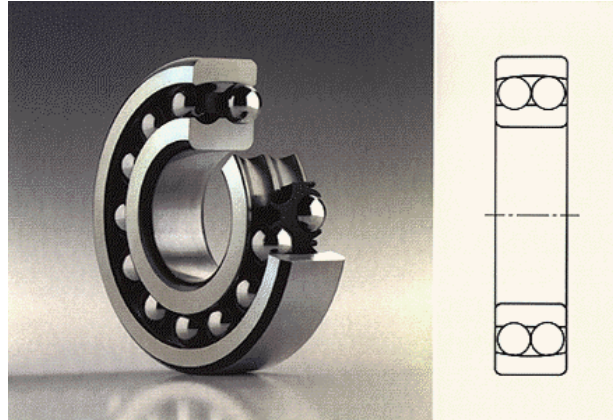


Figura 3.19. Rodamiento de bolas autoalineable

Para rodamientos radiales de rodillos que trabajan a media o baja velocidad con punto de contacto en una pista y línea de contacto en la otra,

$$\delta_r(\varepsilon) = 1.81 \times 10^{-4} \frac{Q_{\max}^{3/4}}{l^{1/2} \cdot \cos \alpha}$$

Por último, para rodamientos radiales de rodillos con línea de contacto en ambas pistas (Figura 3.20), tenemos que,

$$\delta_r(\varepsilon) = 7.68 \times 10^{-5} \frac{Q_{\max}^{0.9}}{l^{0.8} \cdot \cos \alpha}$$

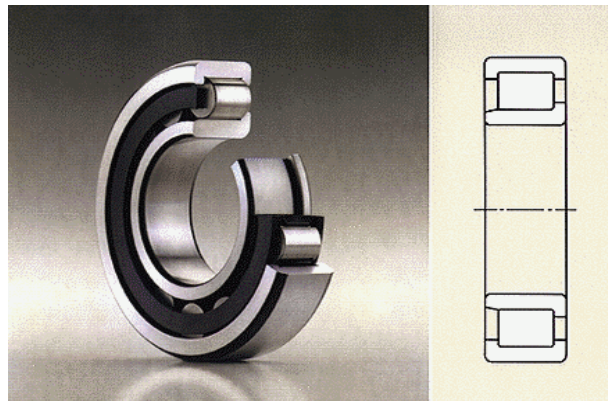


Figura 3.20. Rodamiento de rodillos de una sola bilera.

Para estos valores dados, se debe añadir la holgura radial apropiada y cualquier desplazamiento debido a deformaciones en el alojamiento (no rígido).

A continuación se presenta un ejemplo con un rodamiento ya visto en el cual vamos a aplicar las fórmulas de Palmgren para calcular el desplazamiento radial y comparar resultados.



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento

Ejemplo. Para el rodamiento radial de rodillos del ejemplo 2.2 calcular el desplazamiento radial que sufre el rodamiento. Comparar este valor con el desplazamiento máximo obtenido en el ejemplo 2.1 asumiendo una holgura diametral de 0.0406 mm.

Datos: mirar ejemplo 2.2.

$$\left. \begin{array}{l} Q_{\max} = 1589 \text{ N} \\ l = 9.6 \text{ mm} \end{array} \right\} \delta_r = 7.68 \times 10^{-5} \frac{Q_{\max}^{0.9}}{l^{0.8} \cdot \cos \alpha} = 7.68 \times 10^{-5} \frac{(1589)^{0.9}}{(9.6)^{0.8} \cdot \cos(0^\circ)}$$
$$\delta_r = 9.53 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

Con el método de Palmgren obtenemos que el desplazamiento máximo es:

$$\delta_{\max} = \delta_r + \frac{P_d}{2} = 9.53 \times 10^{-3} + 20.3 \times 10^{-3} = 29.83 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

En el ejemplo 2.1 tenemos una holgura diametral de 0.0406 mm y una carga máxima de 1926 N, con estos datos podemos calcular el desplazamiento máximo:

$$\delta_r = 7.68 \times 10^{-5} \frac{Q_{\max}^{0.9}}{l^{0.8} \cdot \cos \alpha} = 7.68 \times 10^{-5} \frac{(1926)^{0.9}}{(9.6)^{0.8} \cdot \cos(0^\circ)} = 0.0114 \text{ mm}$$

$$\delta_{\max} = \delta_r + \frac{P_d}{2} = 11.4 \times 10^{-3} + 20.3 \times 10^{-3} = 31.7 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

Podemos decir que el error que se comete al calcular la carga máxima en el ejemplo 2.2 (método aproximado) con respecto al ejemplo 2.1 (método exacto) se arrastra al cálculo del desplazamiento radial máximo, cometiendo un error relativo del 6%.



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento



Capítulo IV

Modelado de los Rodamientos en MSC Adams/View

4.1. Selección del rodamiento modelado.

Una disposición de rodamientos no sólo se compone de un determinado número de rodamientos, sino que también incluye los componentes asociados con ellos (ejes, soportes, etc.). El lubricante es también muy importante y, en la mayoría de los casos, se precisa proteger los rodamientos mediante obturaciones para evitar la pérdida de lubricante y la entrada de humedad y otros contaminantes.

El diseño de una disposición de rodamientos (*Figura 4.1*) exige la selección de un tipo adecuado de rodamiento y la determinación de su tamaño adecuado, pero eso no basta. También hay que considerar otros aspectos: tipo y cantidad de lubricante, ajustes y juego interno del rodamiento apropiados, forma adecuada de los restantes componentes de la disposición, obturaciones eficaces, etc. Cada decisión individual influye en el rendimiento, la fiabilidad y la economía de la disposición de rodamientos.

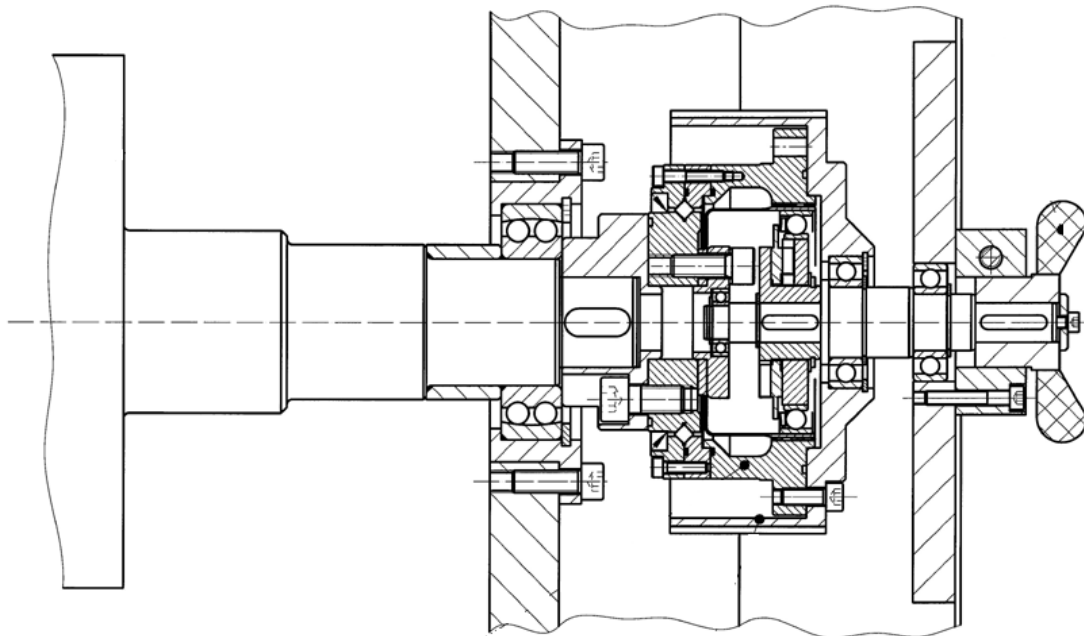


Figura 4.1. Disposición de rodamientos en un reductor diferencial

Cada tipo de rodamiento presenta propiedades características que dependen de su diseño y que lo hacen más o menos adecuado para una aplicación determinada (*Figura 4.2*).

Los rodamientos rígidos de bolas se usan en una variedad de aplicaciones particularmente amplia. Son de diseño sencillo, no desmontable, adecuados para alta velocidad de funcionamiento y requieren poca atención de servicio. Estas características, junto con un precio ventajoso hacen del rodamiento rígido de bolas el más popular de todos los rodamientos.

Los rodamientos más numerosos son los de una hilera de bolas sin escote de llenado. Estos son adecuados para una amplia variedad de aplicaciones.



Figura 4.2. Rodamientos de bolas de diferentes dimensiones

La magnitud de la carga es, normalmente, el factor más importante para determinar el tamaño del rodamiento a utilizar. Los rodamientos rígidos de bolas pueden soportar cargas radiales medias, así como cargas axiales (*Figura 4.3*). Tienen un bajo rozamiento y pueden producirse con alta precisión. Este tipo de rodamientos son preferidos, por consiguiente, para motores eléctricos de tamaño pequeño y medio.

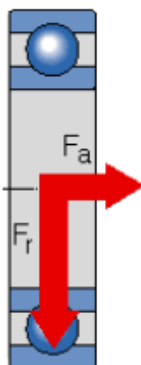


Figura 4.3. Rodamiento de bolas con carga radial y axial

En general, para unas mismas dimensiones principales, los rodamientos de rodillos pueden soportar mayores cargas que los rodamientos de bolas.

La velocidad a la cual un rodamiento puede funcionar viene limitada por la temperatura máxima permisible de funcionamiento que puede permitir el lubricante empleado o el material de que están hechos los componentes del rodamiento. La velocidad a la cual el rodamiento alcanza esta temperatura depende del calor generado por el rozamiento en el rodamiento y de la cantidad de calor que puede ser disipada desde el rodamiento.

Los tipos de bajo rozamiento dan lugar a una generación interna de calor escasa en el propio rodamiento, por consiguiente, son los más adecuados para funcionar a altas velocidades. Las máximas velocidades pueden obtenerse con los rodamientos rígidos de bolas cuando las cargas son radiales puras.



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

El rozamiento en un rodamiento es el factor determinante en lo concerniente a la generación de calor en el rodamiento y por consiguiente, de él depende la temperatura de funcionamiento. El rozamiento depende de la carga y de otros factores entre los cuales los más importantes son el tipo y el tamaño del rodamiento, la velocidad de rotación y la cantidad y propiedades del lubricante (*Figura 4.4*).

Tipo de rodamiento	Coeficiente $\mu \times 10^{-3}$
Rodamientos rígidos de bolas	1.0~1.5
Rodamientos de bolas a contacto angular	1.2~1.8
Rodamientos oscilantes de bolas	0.8~1.2
Rodamientos de rodillos cilíndricos	1.0~1.5
Rodamientos de agujas	2.0~3.0
Rodamientos de rodillos cónicos	1.7~2.5
Rodamientos de rodillos esféricos	2.0~2.5
Rodamientos axiales de bolas	1.0~1.5
Rodamientos axiales de rodillos	2.0~3.0

Figura 4.4. Coeficientes de fricción estática para rodamientos

La resistencia total a la rotación de un rodamiento se compone del rozamiento originado en la rodadura y en el deslizamiento en los propios contactos de rodadura, del rozamiento en las áreas de contacto entre elementos rodantes y jaula, y en las superficies de guiado para los elementos rodantes o la jaula.

Otro de los muchos puntos importantes a considerar para la selección de un rodamiento es la rigidez. La rigidez de un rodamiento se caracteriza por la magnitud de la deformación elástica del rodamiento cargado. En la mayoría de los casos, esta deformación es muy pequeña y puede despreciarse, aunque en husillos de máquinas-herramienta, o en transmisiones de engranajes cónicos, la rigidez es un factor importante.

Debido a las condiciones de contacto entre los elementos rodantes y los caminos de rodadura, los rodamientos de rodillos cilíndricos o los de rodillos cónicos, son más rígidos que los rodamientos de bolas. La rigidez de los rodamientos puede aumentarse aún más aplicando una precarga, es decir, el rodamiento admite cargas más altas. Pero aplicar precarga excesiva redundará en una reducción de la vida del rodamiento, calentamiento normal o incremento del par de rotación. Se debe considerar los objetivos de la precarga antes de determinar la magnitud que debe aplicarse sobre un rodamiento.

Por lo tanto, la selección del rodamiento rígido de bolas se debe a la variedad de aplicaciones en las que se hace uso de este rodamiento, por lo que puede ser muy útil un modelo en ADAMS/View y su estudio ya que este software nos permite modificar variables que afectan directamente a los rodamientos como son la rigidez, el rozamiento y el material.



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento

Seguidamente podremos comprobar con las simulaciones si este modelo es válido realizando una comparativa entre los resultados que nos proporciona ADAMS/View y los resultados obtenidos mediante métodos numéricos.

En la elección también se tuvo en cuenta la mayor facilidad de diseño ya que no existe ningún modelo de rodamiento en este programa de diseño CAD que nos pudiese proporcionar unos datos iniciales. Por ello, también, el primer diseño se corresponde a un rodamiento de tres bolas y el segundo es un rodamiento de nueve bolas con mejoras, sobre todo, referidas a la pista de rodadura.

En los catálogos de cualquier fabricante de rodamientos podemos encontrar la mayor variedad de tamaños referidos a rodamientos rígidos de bolas. Son rodamientos aptos para velocidades medias y elevadas como puedan ser las que se dan en motores eléctricos.

La rigidez es otro punto que hemos tenido en cuenta al integrar en su diseño unos muelles y así poder modificar esta variable.

4.2. Esquemas y dimensiones de los rodamientos.

Este apartado se centra en la parte del modelado de los rodamientos en Adams/View y que compone una de las partes más importantes del estudio llevado a cabo debido a la complejidad del programa utilizado y que se podrá conocer mejor, dicho programa, para trabajos futuros.

Como se ha comentado anteriormente Adams da la posibilidad de modelar nuestro sistema pero la mayor virtud de este software es la posibilidad de realizar simulaciones lo más aproximadas posibles a la realidad.

Gracias a la gran cantidad de variables que intervienen y que Adams da la posibilidad de regular dando el valor correcto en el sistema, se pueden obtener unos resultados comparables con simulaciones reales, con el consiguiente ahorro de costes que puede suponer.

A continuación se muestra el esquema y las dimensiones no normalizadas para el rodamiento de 3 bolas (*Figura 4.5*):

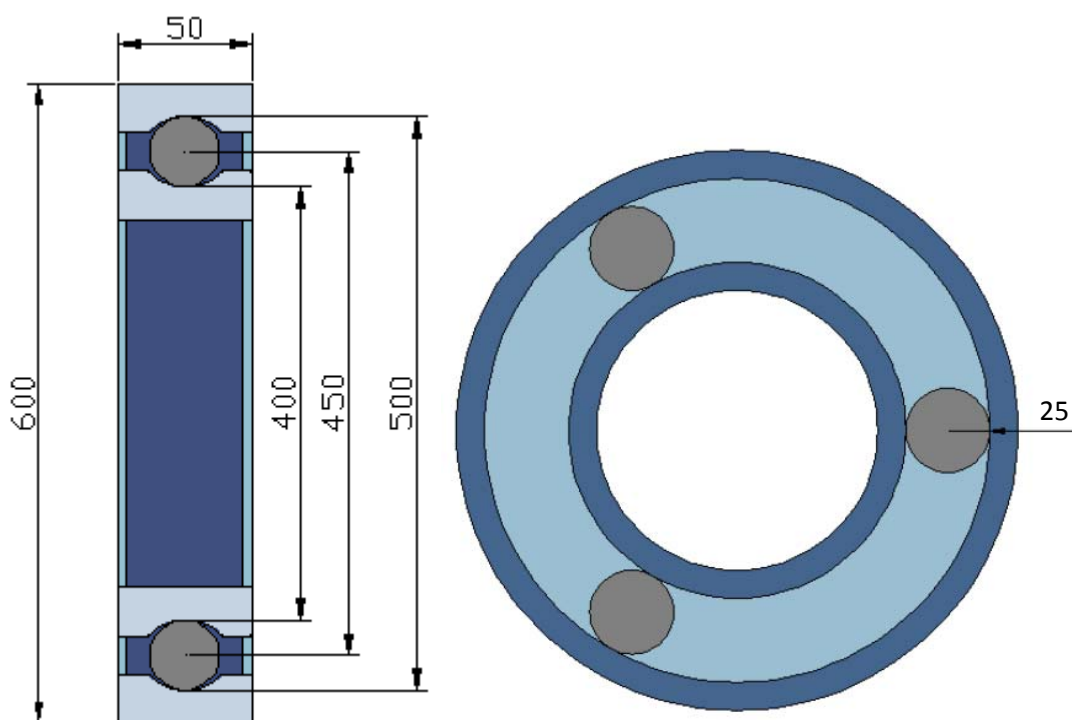


Figura 4.5. Esquema y dimensiones del rodamiento de 3 bolas

A continuación se muestra el esquema y las dimensiones normalizadas para el rodamiento de 9 bolas (*Figura 4.6*):

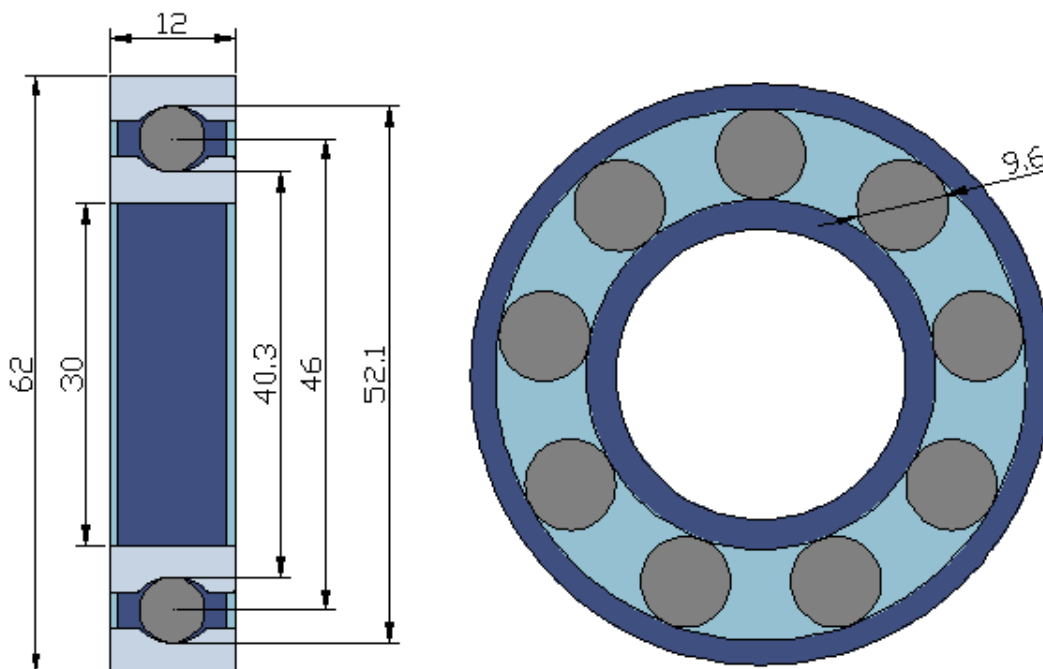


Figura 4.6. Esquema y dimensiones del rodamiento de 9 bolas

Se trata de un rodamiento rígido de bolas normalizado con designación 6206. A continuación se definen las principales dimensiones:

- El 6 indica que se trata de un rodamiento radial de bolas.
- El 2 indica la serie de anchos al que pertenece.
- El 0 indica la serie de diámetros al que pertenece.
- Estos tres primeros números indican la serie del rodamiento 620.
- El último 6 es el número característico del agujero que define el diámetro, que multiplicado por 5 es igual a 30 mm.
- El diámetro de las bolas es de 9,6 mm, el diámetro medio es de 46 mm, el diámetro exterior es de 62 mm y, por último, el ancho es de 16 mm.

4.3. Inicio de Adams/View, unidades y gravedad.

Hacer clic en Adams, Adams/View y aparecerá la siguiente ventana (Figura 4.7):

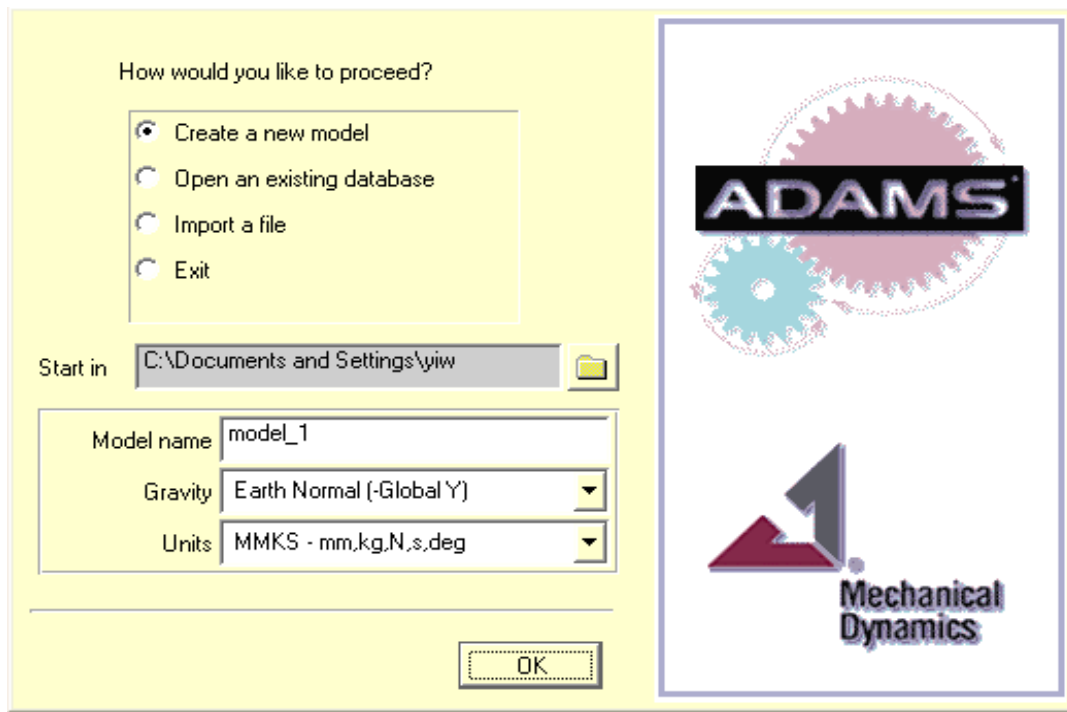


Figura 4.7. Ventana de inicio de ADAMS/View

En este menú elegimos crear un nuevo modelo, opción que viene marcada por defecto.

En ambos rodamientos las unidades elegidas en el menú desplegable son MMKS, es decir, mm, kg, N, s, deg.

En cuanto a la gravedad, el valor es el valor estándar utilizado de $9,81\text{m/s}^2$ en sentido negativo en el eje global Y del sistema.

A continuación aparece la malla de trabajo la cual se puede adecuar en cada momento a la pieza que se modela, como se ha comentado a lo largo del manual de aprendizaje.

4.4. Creación del aro externo fijo.


Una de las partes en las que se diferencia el rodamiento de 3 bolas del rodamiento de 9 bolas es en el aro externo ya que en el primero se optó por un diseño más sencillo, poniendo mayor atención en el rotor para que fuese libre.

En el rodamiento de 9 bolas se efectuó un diseño del aro externo más próximo a la realidad estéticamente gracias al conocimiento adquirido del programa durante la realización del primer rodamiento de tres bolas.

En los dos próximos puntos se describe la creación de ambos aros externos, especificando cada paso, medidas y posibilidades de modificación.

4.4.1. Aro externo del rodamiento de 3 bolas.

Para este rodamiento se creó una caja de unas medidas y una profundidad y se unieron dos placas laterales como tope. Ambas placas forman parte de la misma pieza que denominamos aro externo.

1. En la barra de tareas se elige  haciendo clic derecho mostrando el menú desplegable con todas las opciones de diseño (*Figura 4.8*).

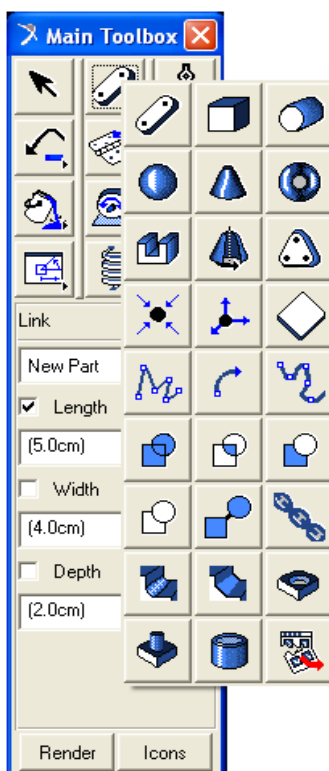



Figura 4.8. Barra de tareas para el diseño

2. Elegir  paralelepípedo: Primero se dimensiona la base de dimensiones 600x600mm y se extruye con profundidad (“deep”) de 50mm. Se extruye sólo en una dirección. Esta parte se extruye considerándola “ground” (*Figura 4.9*).

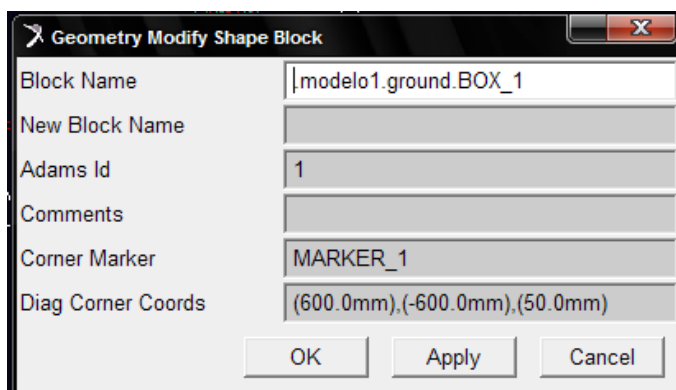



Figura 4.9. Dimensiones del paralelepípedo

3. Se realizaron dos placas , una a cada lado del paralelepípedo. Tienen las esquinas redondeadas. Se define su forma mediante una línea con el botón izquierdo del ratón, cuando se desee finalizar se pulsará el botón derecho. La placa se define entre los centros de redondeo de las esquinas. La extrusión es simétrica a ambos lados del plano de trabajo.

Se unen al paralelepípedo para que formen una única pieza eligiendo “Add to part” en el siguiente menú (*Figura 4.10*):

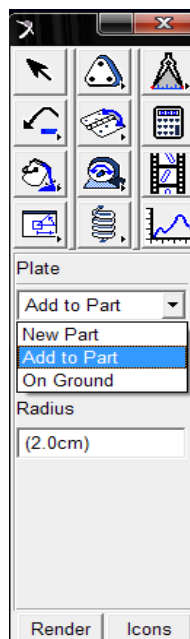


Figura 4.10. Menú para placas

4. A continuación, se hace clic derecho primero en la pieza a la cual se va a unir y después marcando las dimensiones. En la siguiente *figura 4.11* se puede ver el menú donde se pueden modificar:

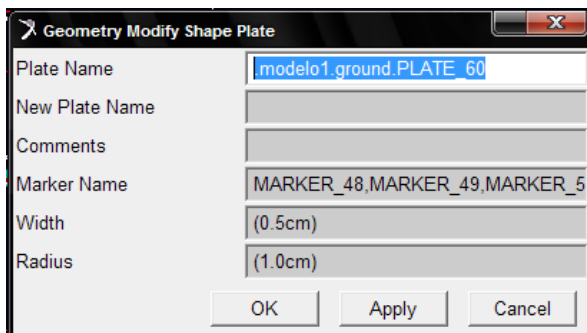



Figura 4.11. Dimensiones de la placa

5. A continuación se realiza un agujero pasante tanto a las piezas como al paralelepípedo de la siguiente manera:



Hacemos clic en , que genera un agujero de radio y profundidad especificada en la cara elegida en sentido perpendicular a la misma, quedando la pieza en el rodamiento de tres bolas como se muestra (*Figura 4.12*):

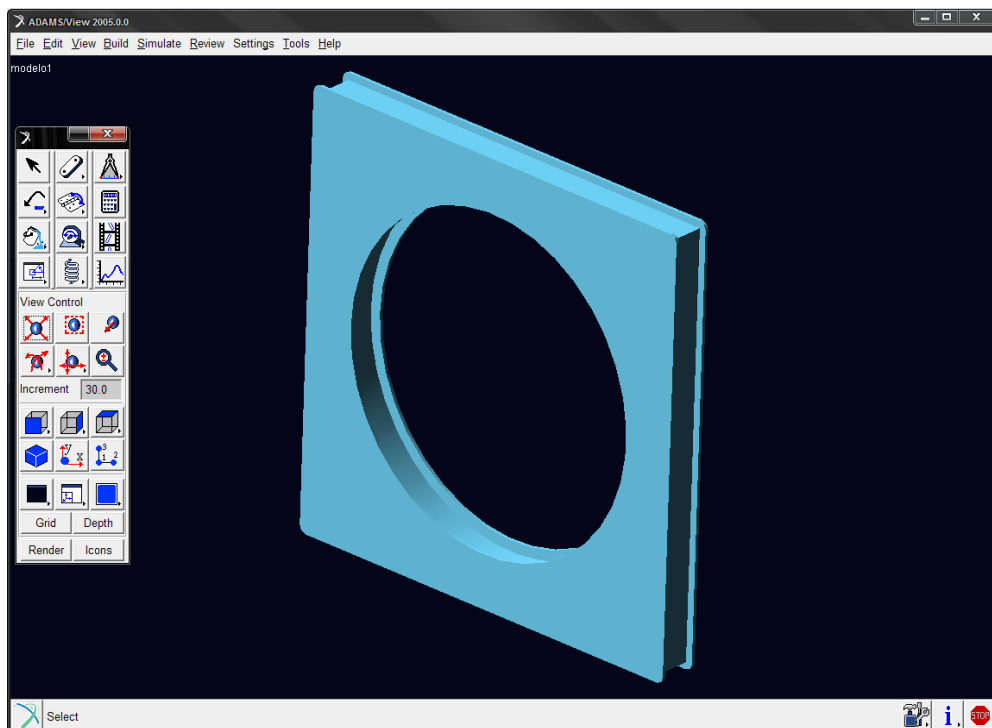





Figura 4.12. Aro externo del rodamiento de 3 bolas

4.4.2. Aro externo del rodamiento de 9 bolas.

1. En la barra de tareas se elige  haciendo clic derecho mostrando el menú desplegable con todas las opciones de diseño como en la figura 4.39.
2. Elegir toroide , se define el centro. La extrusión es simétrica a ambos lados del plano de trabajo.
Se crea otro toroide de menores medidas, quedando uno tapado por el otro.
3. Se utiliza una de las operaciones booleanas para lograr el aro externo del rodamiento de 9 bolas. La operación booleana es cortar , el sólido elegido en primer lugar es cortado por el elegido en segundo lugar, desapareciendo entonces el segundo sólido.
4. En la siguiente *figura 4.13* se muestra el aro externo del rodamiento de 9 bolas:

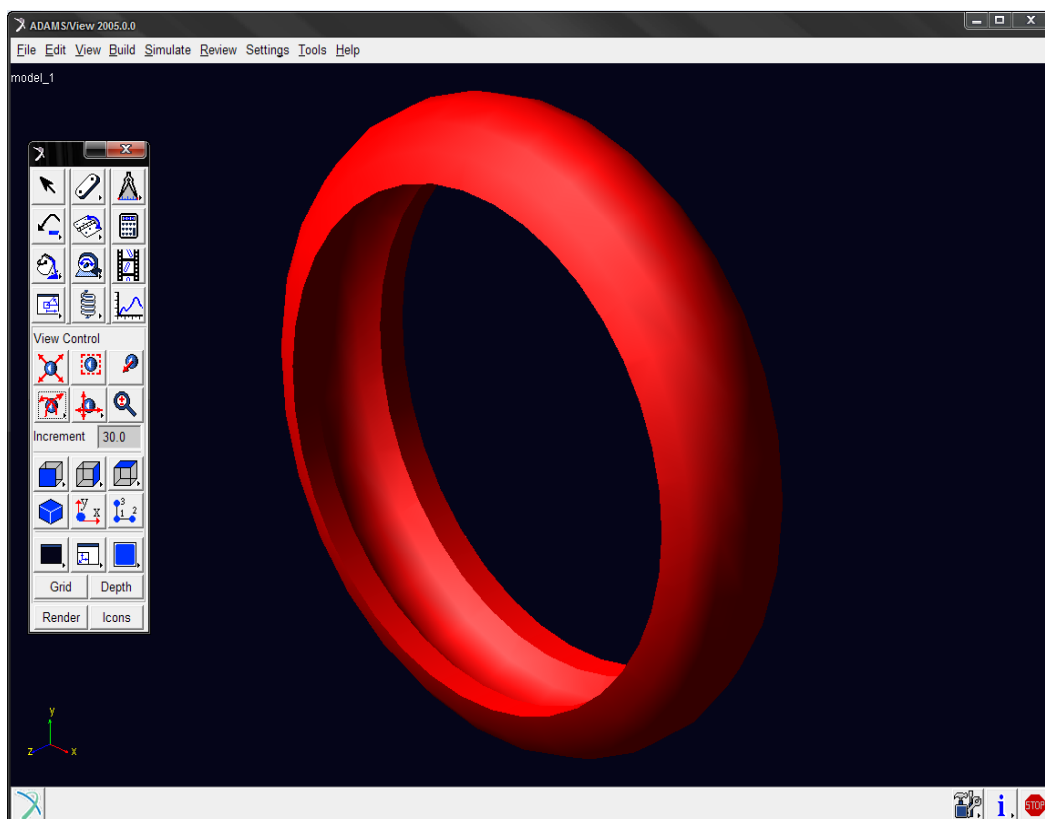


Figura 4.13. Aro externo del rodamiento de 9 bolas

Ambos aros externos, tanto el del rodamiento de 3 bolas como el rodamiento de 9 bolas, son fijos. Esto se consigue denominando a estas piezas como parte del “suelo”.

4.5. Creación de las bolas.

El modelado de las bolas es similar en los dos rodamientos. Lo único que varían son las dimensiones de las mismas y su situación.

En el rodamiento de tres bolas están situadas cada 120° y su diámetro es de 50mm como se muestra en la *figura 4.14*; mientras que en el rodamiento de 9 bolas están situadas cada 40° y su diámetro normalizado es de 9,6mm como se puede observar en la *figura 4.15*.

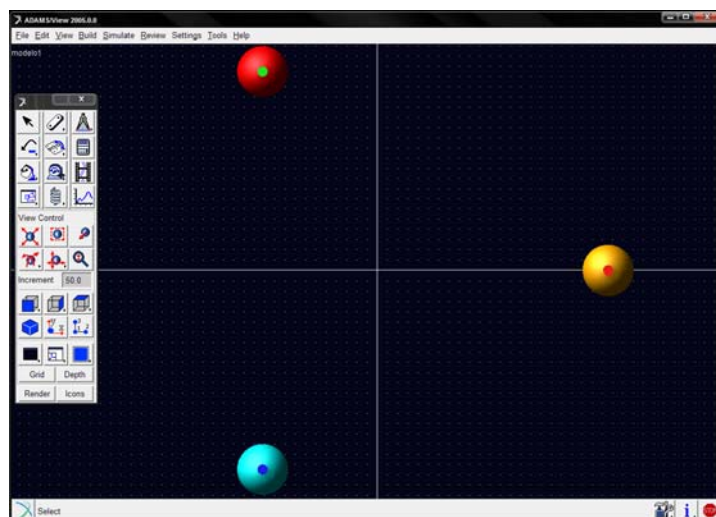


Figura 4.14. Distribución de las bolas en el rodamiento de 3 bolas

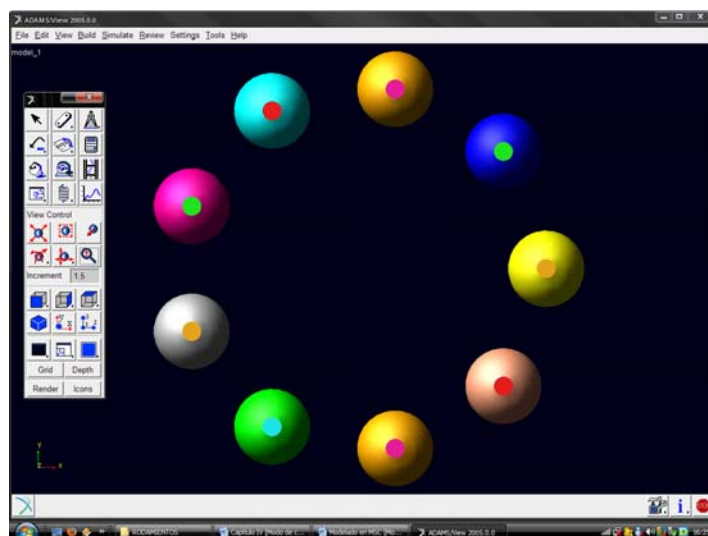


Figura 4.15. Distribución de las bolas en el rodamiento de 9 bolas

Podemos observar que las bolas están atravesadas por un cilindro. Esto es debido a que cualquier objeto unido a un muelle quedaba fijado y, por lo tanto, si se unía la bola directamente al muelle, sólo podía deslizarse sobre el aro externo y no rodar sobre su propio eje.







Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

El situar un cilindro que pasara por el centro geométrico de cada bola fue la solución para que la bola pudiese girar alrededor de su propio eje y, a su vez, del rotor.

Los pasos a seguir para realizar las bolas son:

1. En la barra de herramientas hacer clic derecho sobre  para abrir el menú con todas las opciones de diseño.
2. Elegir la esfera . Se define el centro. La extrusión es simétrica a ambos lados del plano de trabajo.
3. Después de crear una de las bolas, elegir agujero  que genera un agujero de radio y profundidad especificada en la cara elegida en sentido perpendicular a la misma.
4. Crear un cilindro de diámetro igual al agujero pero de longitud unos milímetros mayor, longitud que deberá coincidir con el espesor de la extrusión del rotor.
Hacer clic en cilindro . Se dimensiona de perfil y se le da la orientación deseada. La extrusión es simétrica a ambos lados del plano de trabajo. Este cilindro ha de ir situado en el agujero realizado a la esfera.
5. Una vez generada una de las bolas con su cilindro pasante correspondiente, hacer clic derecho y realizar las copias necesarias, 3 o 9.
6. Por último, utilizando las herramientas de posición (*figura 4.16*), situar cada bola en el lugar correspondiente.

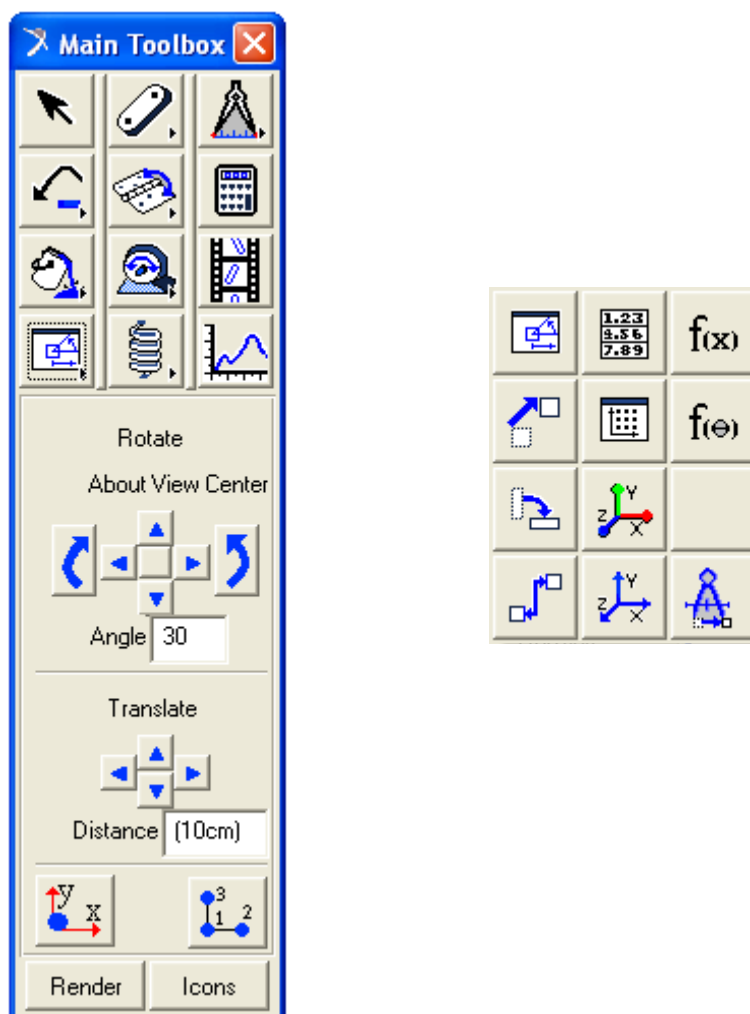


Figura 4.16. Herramientas para el posicionado de piezas



4.6. Creación del rotor.

El segundo punto donde se diferencia el modelado del rodamiento de 3 bolas del de 9 bolas en el rotor. Por ello, se describe cada modelado por separado, aunque en ambos casos esta pieza es libre, es decir, no tiene ninguna junta que limite sus movimientos.

4.6.1. Rotor del rodamiento de 3 bolas.

En este caso, debido a la forma de la pieza, se realizó un modelado mediante “splines”. Al crear la geometría de la spline, las líneas cerradas carecen de masa, y se pueden utilizar, para generar posteriormente extrusiones.

A continuación se describe su modelado paso a paso:

1. En la barra de herramientas hacer clic derecho sobre  para abrir el menú con todas las opciones de diseño.
2. Elegir “Polyline” . En el menú de la *figura 4.17* se puede elegir tanto longitud como el ángulo que ha de formar la spline con los ejes globales.

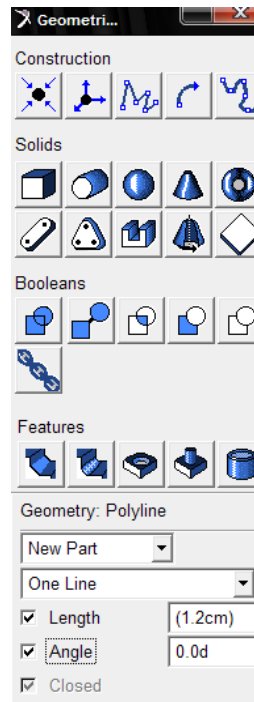


Figura 4.17. Menú de las líneas tipo Polyline

3. Realizar el perfil del rotor como se observa en la siguiente *figura 4.18*:

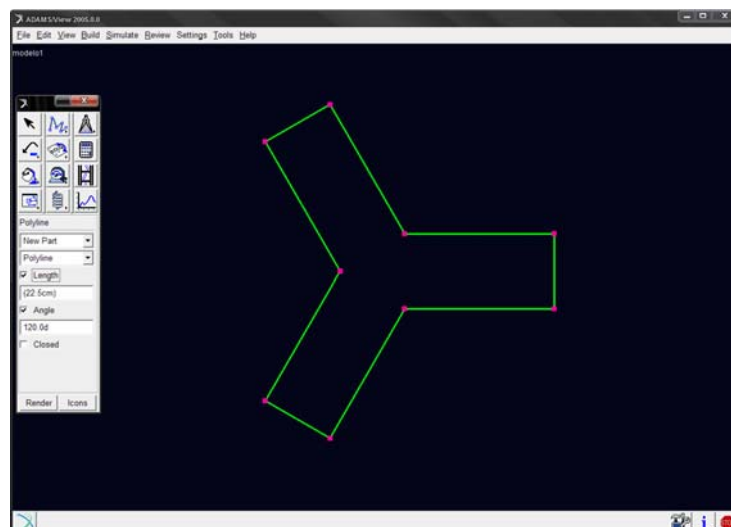



Figura 4.18. Perfil rotor del rodamiento de 3 bolas

4. Elegir extrusión . Se define la forma mediante una línea ya creada. Se extruye sólo en una dirección, por lo que debe ser definida, al igual que la profundidad de extrusión aunque posteriormente se podrá modificar. La pieza queda de la siguiente manera (*Figura 4.19*):

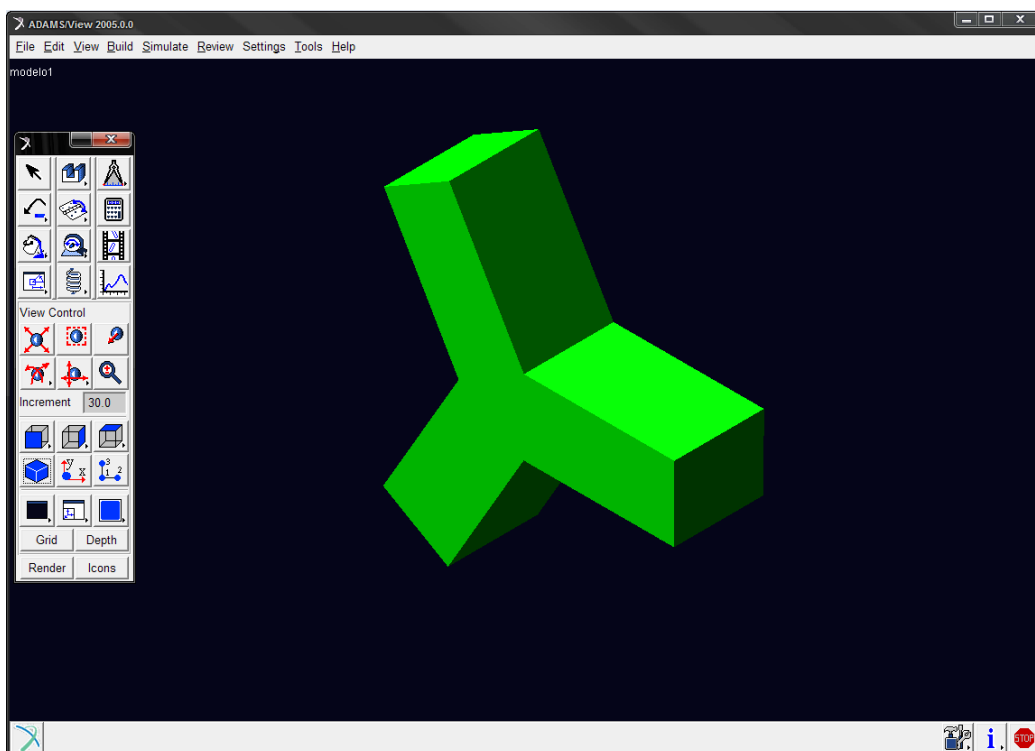




Figura 4.19. Rotor del rodamiento de 3 bolas

5. Por último, utilizando las herramientas de posición (*figura 4.16*), situar la pieza de manera simétrica con respecto al plano XY.

4.6.2. Rotor del rodamiento de 9 bolas.

Al igual que en el rodamiento de 3 bolas, en este también se hizo uso de la opción de diseño “splines”. Posterior a la creación de la curva cerrada se le proporcionó volumen mediante la opción de extrusión a partir de una curva.

A continuación se explica detalladamente su modelado:

1. En la caja de herramientas principal, hacer clic en la herramienta link  y seleccionar la herramienta de spline  Arco/Círculo.

2. Seleccionar "new part" si se desea que la curva sea una parte nueva, marcar la opción "Circle" e indicar el radio (*Figura 4.20*). Se creará un círculo completo:

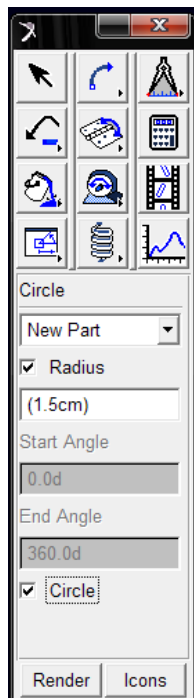



Figura 4.20. Menú de spline tipo Arc/Circle

3. Elegir extrusión , que como se ha explicado para el rodamiento de tres bolas define la forma mediante una línea ya creada. Debe ser definida la profundidad de extrusión aunque posteriormente se podrá modificar. La pieza queda de la siguiente manera (*Figura 4.21*):

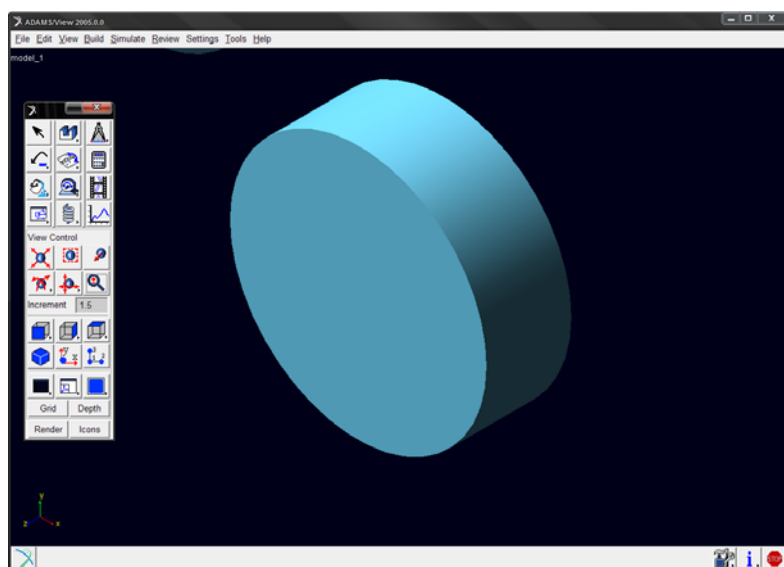


Figura 4.21. Extrusión del rotor del rodamiento de 9 bolas

4. Se realizan nueve agujeros alrededor de la pieza extruida, con una separación entre sí de 40° , quedando de la siguiente manera (*Figura 4.22*):

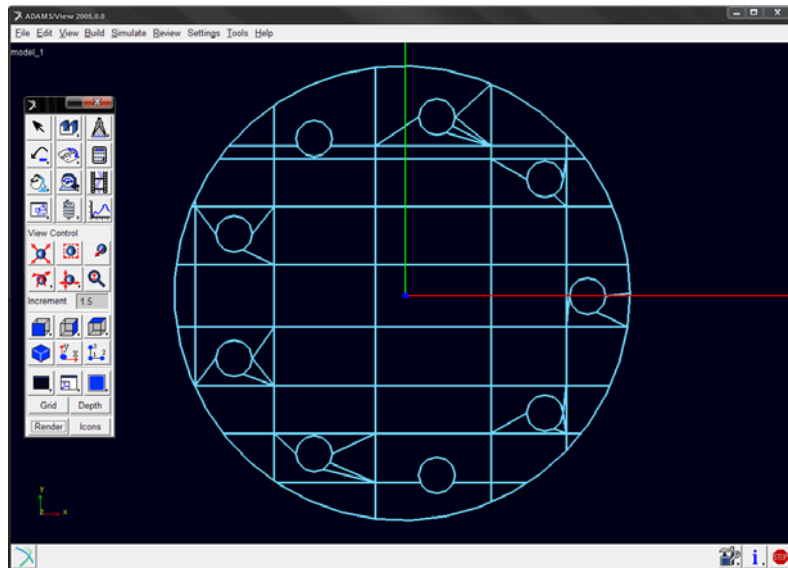




Figura 4.22. Rotor con los 9 agujeros

5. Por estos agujeros se hacen pasar unos cilindros de diámetro igual al agujero y longitud igual a los cilindros pasantes de las bolas. Hacer clic en cilindro . Se dimensiona de perfil y se le da la orientación deseada.
6. Para que estos cilindros pasen a formar parte del rotor, utilizamos la siguiente operación booleana: . Fusiona dos sólidos, en este caso la extrusión que hemos realizado a partir de un arco y cada cilindro, de manera que se transforma en uno sólo. Las dimensiones de los sólidos que lo componen no se pueden modificar.

El rotor del rodamiento de 9 bolas queda como se muestra en la siguiente *figura 4.23*:

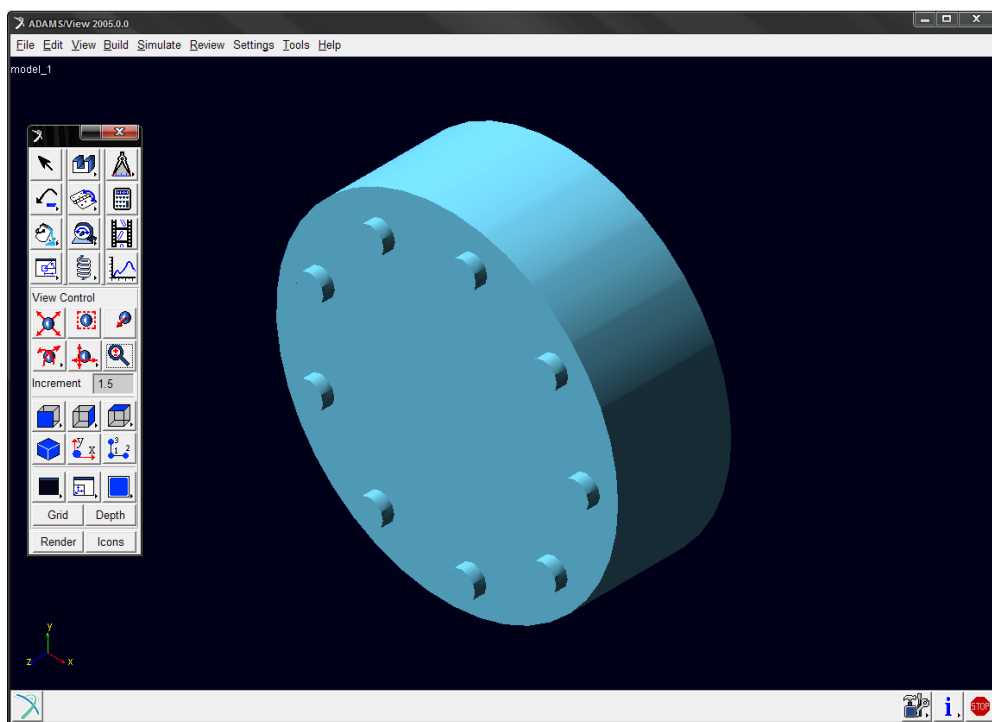




Figura 4.23. Rotor del rodamiento de 9 bolas

4.7. Creación de los muelles.

1. Hacer clic en la herramienta spring tool  en la caja de herramientas principal para localizar todas las fuerzas.

2. Seleccionar la opción “spring”  y aparece la siguiente tabla (*Figura 4.24*) en la barra de herramientas:

Spring	
Direction:	
Line-Of-Sight	
Construction:	
2 Locations	
Properties:	
<input type="checkbox"/> K	<input type="text"/>
<input type="checkbox"/> C	<input type="text"/>
Render Icons	

Figura 4.24. Barra de herramientas de muelle-amortiguador

3. Introducir el valor de K adecuado para el muelle. Este valor se varía para las diferentes simulaciones realizadas, como se indica en el siguiente capítulo. Si se requiere de amortiguación, introducir un valor de C también. En este caso no se selecciona esta opción.
4. Hacer clic izquierdo en el punto de la primera pieza y una vez en el punto de la segunda pieza para que se muestre el muelle. Se crearán dos muelles por cada bola, uno por cada cara del rotor, que unirá el cilindro pasante de la bola con el rotor.

Los rodamientos quedan de la siguiente manera después de este paso (Figura 4.25, 4.26, 4.27 y 4.28):

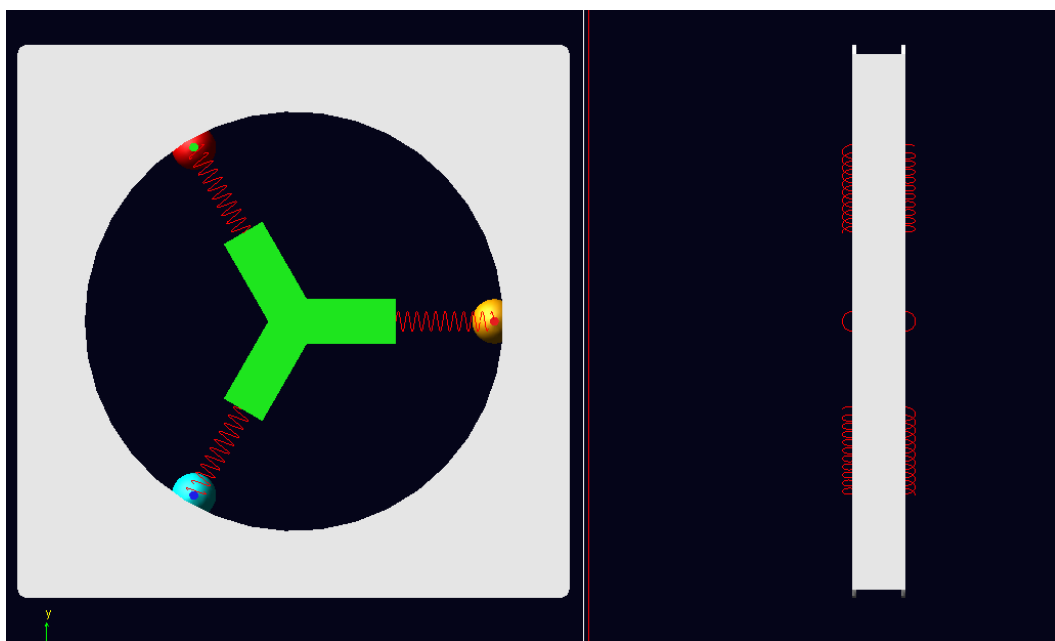


Figura 4.25. Alzado y perfil del rodamiento de 3 bolas

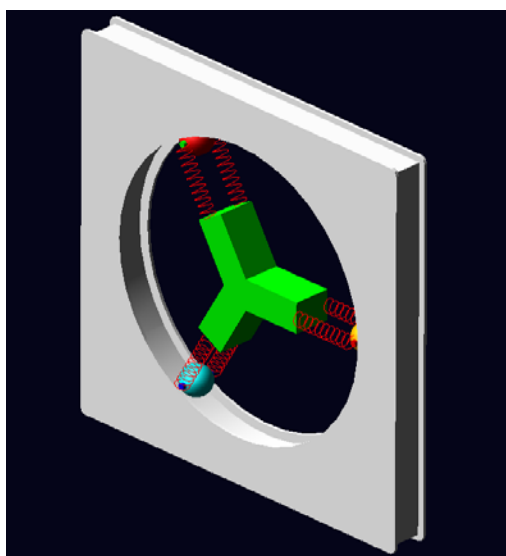


Figura 4.26. Vista isométrica del rodamiento de 3 bolas

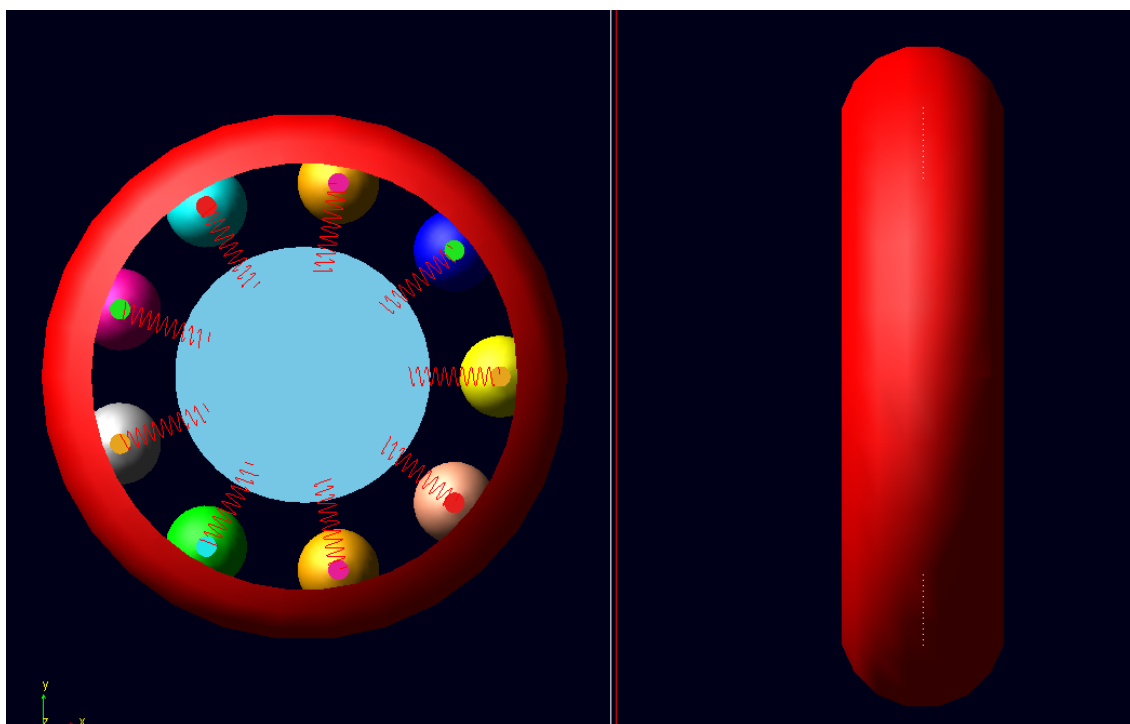


Figura 4.27. Alzado y perfil del rodamiento de 9 bolas

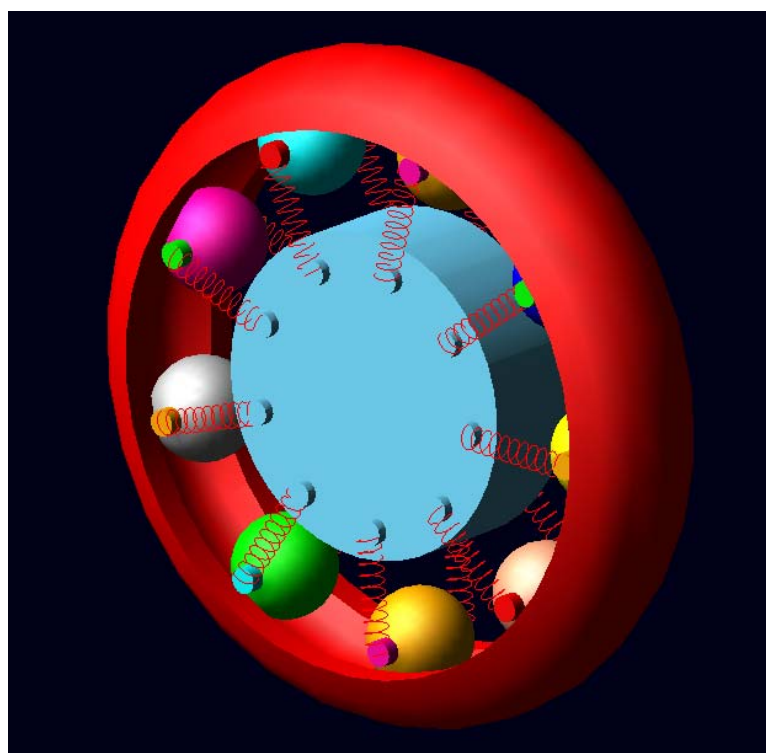



Figura 4.28. Vista isométrica del rodamiento de 9 bolas

4.8. Creación de las juntas.

Si van a situar juntas de rotación en todas las bolas y juntas de traslación entre el rotor y las bolas.

Para crear las juntas de rotación (*Figura 4.29*):

1. Seleccionar la herramienta revolution joint 
2. La configuración por defecto de un conjunto de revolución es “One Location” y “normal to grid”, que describe la orientación de la articulación. Si la articulación se aplica en "One Location", la pieza será inmovilizada en el suelo, en lugar de "2-Bod 1Loc" que permite que dos piezas giren una respecto a la otra. Si "normal to grid" está seleccionado, el conjunto se aplicará de manera que el pasador es normal, o perpendicular a la malla.

En nuestro caso seleccionamos “2-Bod 1-Loc” para que la bola gire respecto al cilindro pasante y, “normal to grid” para que el eje de rotación sea Z (normal a la malla).

3. Haga clic en la parte 1 (bola), parte 2 (cilindro) y luego en el punto de conexión.

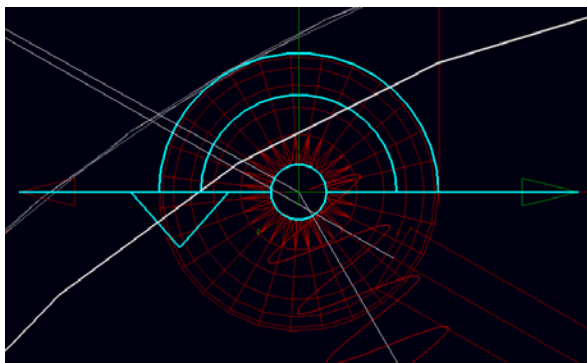



Figura 4.29. Junta de rotación bola-cilindro

Se repite el proceso para todas las bolas y cilindros en ambos rodamientos.

Para crear las juntas de traslación (*Figura 4.30*):

1. Seleccione la herramienta translational joint  de la caja de herramientas de articulaciones.
2. La configuración por defecto de un conjunto de traslación son "One location" y "Pick Feature". Cambiamos “One location” por “2-Bod 1-Loc”

3. Hacer clic en el cilindro pasante de la bola y en el rotor para que exista desplazamiento en la dirección de los muelles.
4. Una flecha blanca mostrará la dirección de traslación de la pieza. Hacer clic en la dirección en la que desea que se produzca la traslación y la articulación de traslación se muestra a continuación:

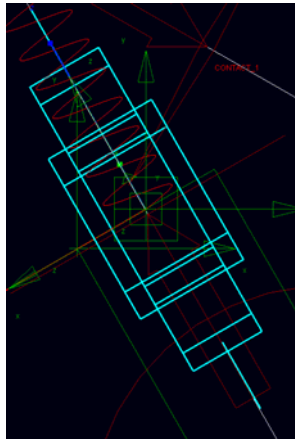



Figura 4.30. Junta de traslación conjunto bola-rotor

Se repite el proceso para todas las bolas y el rotor en ambos rodamientos.

4.9. Creación de contactos.

Se generan contactos entre las bolas y el aro externo. Este contacto se define como Sólido-Sólido.



1. Seleccionar haciendo clic derecho  y aparece el siguiente menú de fuerzas (*Figura 4.31*):

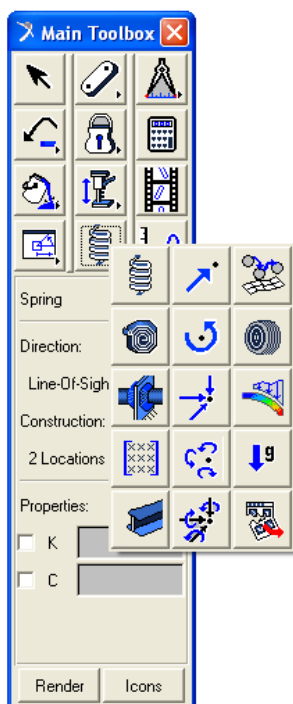



Figura 4.31. Menú de fuerzas



2. Seleccionar la opción  para generar los contactos entre las distintas partes. Con el botón derecho, siguiendo la imagen, se seleccionan los sólidos en “I solid” y “J solid” que queremos que tengan contacto (bola-aro externo). Además se podrá definir el tipo de contacto, en nuestro caso, Solid-Solid y fuerza de rozamiento, Coulomb. Los valores de rozamiento y de contacto se pueden adecuar a nuestro sistema(Figura 4.32):

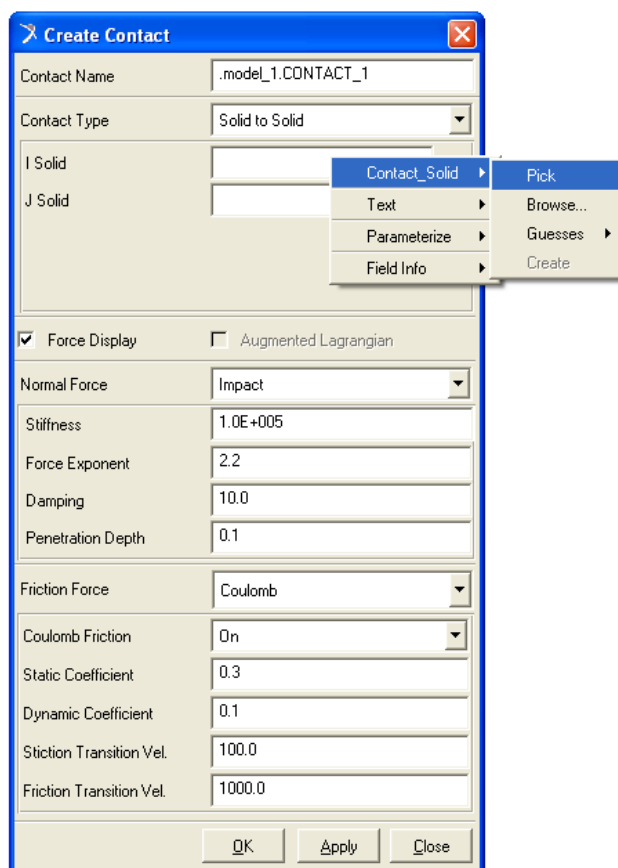



Figura 4.32. Ventana de opciones de contacto


4.10. Creación del par de rotación.

Como el rotor se desea que permanezca libre no podemos crear un actuador de rotación, el cuál necesita de una junta de rotación para que el sistema gire. Por lo tanto, aplicamos un par en el centro de masas del rotor. El par tomará distintos valores para las diferentes simulaciones. Este debe ser adecuado al tamaño del rodamiento, por lo que el rodamiento de 3 bolas requiere de unos valores de par superiores a los del rodamiento de 9 bolas.

Los pasos a seguir para crear el par son los siguientes (*Figura 4.33*):

1. Hacer clic en la herramienta spring tool  en la caja de herramientas principal para localizar todas las fuerzas.



2. Seleccionar  con el botón izquierdo del ratón.
3. Seleccionar en Run-Time Direction (sentido de ejecución en el tiempo) la opción que viene por defecto.

4. La fuerza se aplica a sólo una pieza. Seleccionar Normal to Grid, ADAMS/View aplicará automáticamente la fuerza en una dirección normal a la malla.
5. Seleccionar en “Characteristic”, Constante. ADAMS/View le permite especificar un valor constante.
6. De acuerdo a los números 3 y 4, seleccionar el rotor y el punto central.
Una fuerza se muestra con un marcador:

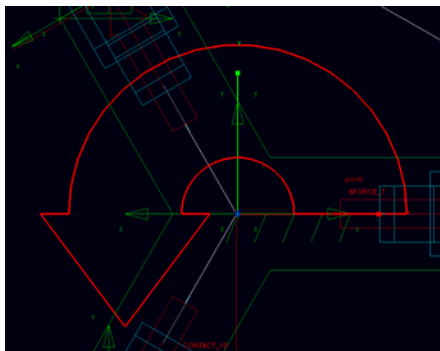




Figura 4.33. Par aplicado

4.11. Verificación de los modelos.

La herramienta de verificación se puede encontrar haciendo clic derecho sobre el botón de información  en la esquina inferior derecha de la ventana ADAMS/View.

Seleccionar la herramienta de Comprobar modelo, haciendo clic izquierdo . La ventana de información aparece (Figura 4.34 y 4.35):

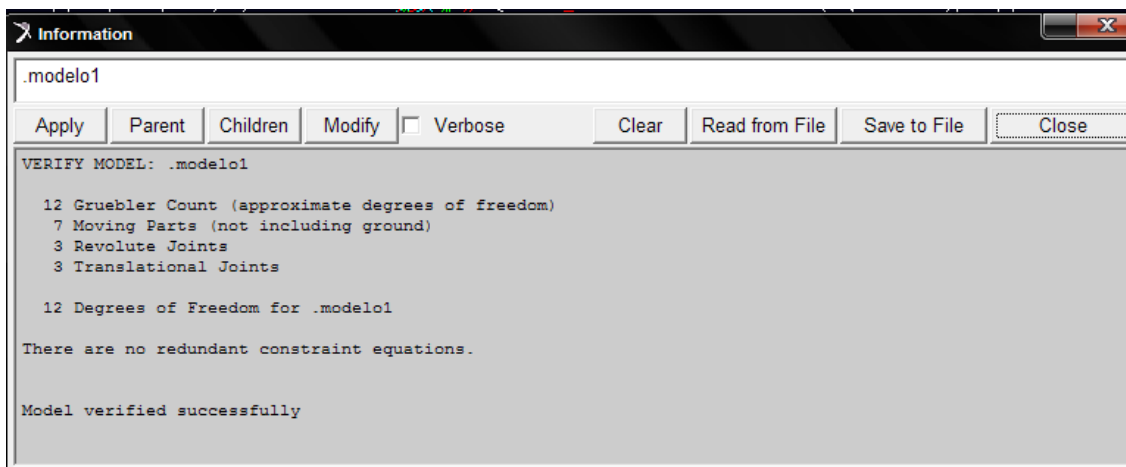


Figura 4.34. Verificación del rodamiento de 3 bolas



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento

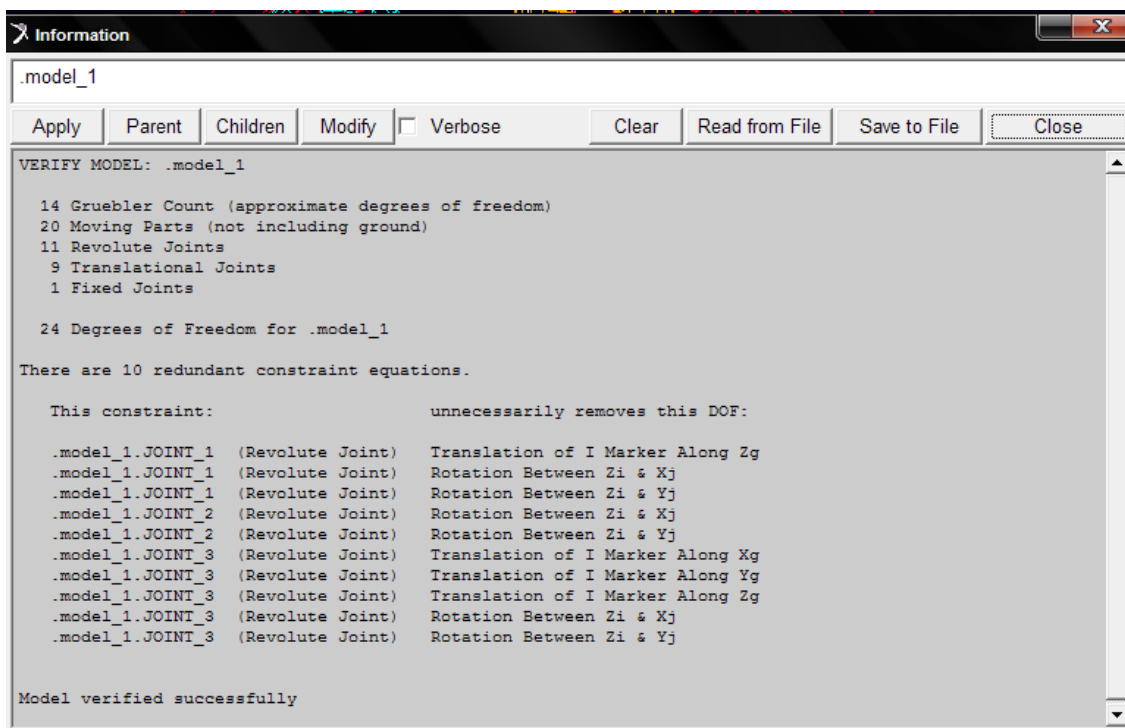


Figura 4.35. Verificación del rodamiento de 9 bolas

Ambas verificaciones de los modelos de rodamientos dan positivas por lo que se pueden realizar las simulaciones pertinentes del sistema y obtener resultados sin ningún tipo error debido al modelado del sistema.




Capítulo V

Diseño de las Simulaciones y Parámetros de la Simulación

5.1. Simulación de los modelos. Parámetros de la simulación.

1. El panel de simulación:

Al panel de simulación se puede acceder haciendo clic en la herramienta de simulación  en la tabla de herramientas (*Figura 5.1*).

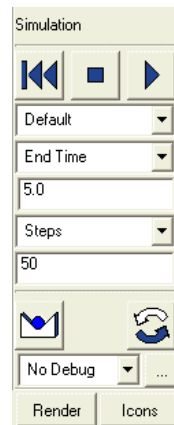





Figura 5.1. Panel de simulación

Desde el panel de simulación se puede acceder a todos los comandos que son necesarios para simular el modelo. El primer conjunto de botones en el panel de simulación son los Rewind , Stop  y Play .

La primera opción que hay que definir es qué tipo de simulación se desea realizar (por defecto, dinámica, cinemática o estática). En este caso se deja “default” (por defecto).

2. Ajuste del tiempo de duración:

La siguiente opción en el panel de simulación es para elegir una hora de finalización de la simulación o la duración de la simulación. Si se elige una hora de finalización comenzará la simulación desde el reposo, mientras que si se elige una duración fija no necesariamente parte del reposo ($t = 0s$). Para ello:

1. Seleccionar End Time en el panel de simulación.
2. Introducir el tiempo deseado para la simulación, en este caso 5 segundos para el rodamiento de 3 bolas y 10 segundos para el rodamiento de 9 bolas.



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

3. Ajuste de los pasos de tiempo:

Los intervalos de tiempo son utilizados en Adams/View para determinar cómo se ejecuta la simulación. Se puede elegir un tamaño de paso, que es la cantidad de tiempo que transcurre entre las imágenes y, los pasos, que es el número de pasos que ocurren en la simulación completa. Ambas opciones son bastante similares y han de ajustarse a cada problema. Para establecer los intervalos de tiempo:

1. Seleccionar “Step Size” (Tamaño de paso) o “Steps” (Pasos) del campo de opción en el panel de simulación. En este caso, se selecciona “Steps”.
2. Introducir 1000 pasos.

Todas las simulaciones con el rodamiento de 3 bolas se realizan con el número de pasos y el tiempo indicados. El panel de simulación queda como se muestra en la siguiente *figura 5.2*:

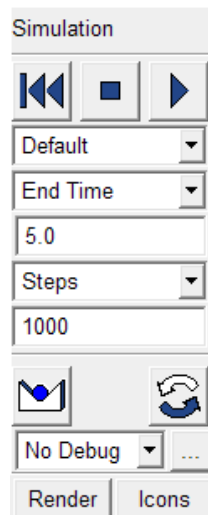


Figura 5.2. Valores del panel de simulación

Tanto la rigidez de los muelles como el par aplicado al rotor se modifican a lo largo de las simulaciones como se explica a continuación.

Para variar la rigidez de los muelles se tiene que hacer clic con el botón derecho del ratón sobre el muelle y hacer clic con botón izquierdo en modificar (“Modify”). Aparece la siguiente ventana (*Figura 5.3*) donde se indica la rigidez en el apartado “Stifness”, se quita la opción de amortiguación (“damping”) y las demás opciones se dejan por defecto:

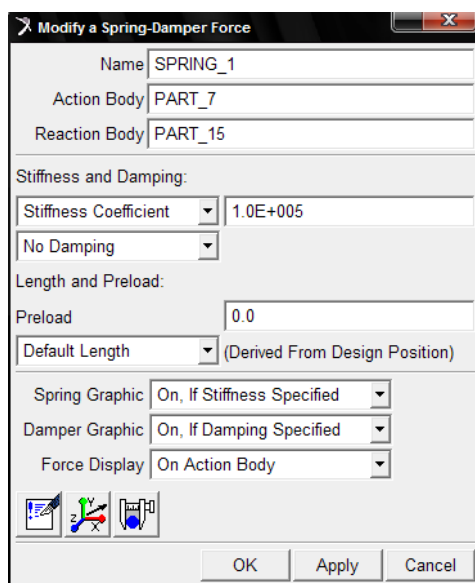


Figura 5.3. Ventana donde definir y modificar las características de los muelles

Para variar el par aplicado al rotor es necesario hacer doble clic con el botón izquierdo sobre la flecha que indica el par. Aparece la siguiente ventana (Figura 5.4) donde se indica el par en el apartado “function”:

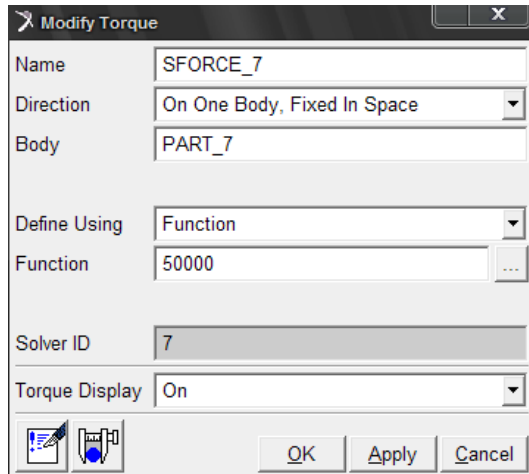


Figura 5.4. Ventana donde modificar y definir el valor del par aplicado

Los parámetros seleccionados en el contacto son el tipo de contacto, “Solid to Solid”, los sólidos entre los que existe el contacto y la fuerza de fricción donde se selecciona Coulomb.

Para el apartado 6.4 del siguiente se varían los coeficientes de fricción estática y dinámica que vienen por defecto, los cuáles se sustituyen por un coeficiente de fricción estática de 0,23 y un coeficiente de fricción dinámica de 0,16. Estos valores son más apropiados para un contacto donde la lubricación es grasa (Figura 5.5).

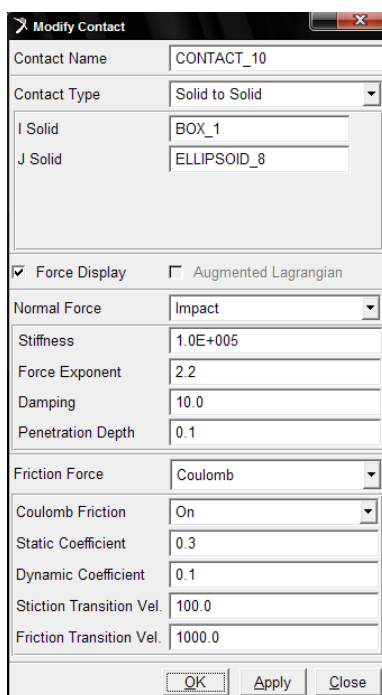



Figura 5.5. Ventana donde modificar y definir los contactos

En las simulaciones realizadas para los resultados expuestos en el apartado 6.3 del siguiente capítulo se define fricción en las juntas de rotación. Haciendo doble clic sobre la junta de rotación, se selecciona fricción en la junta . Las opciones quedan con los valores que se observan en la siguiente figura 5.6:

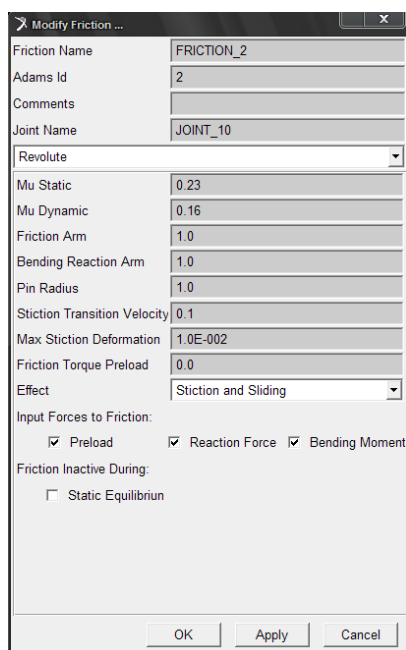


Figura 5.6. Ventana donde modificar y definir los valores de fricción en las juntas

5.2. Diseño de las simulaciones.

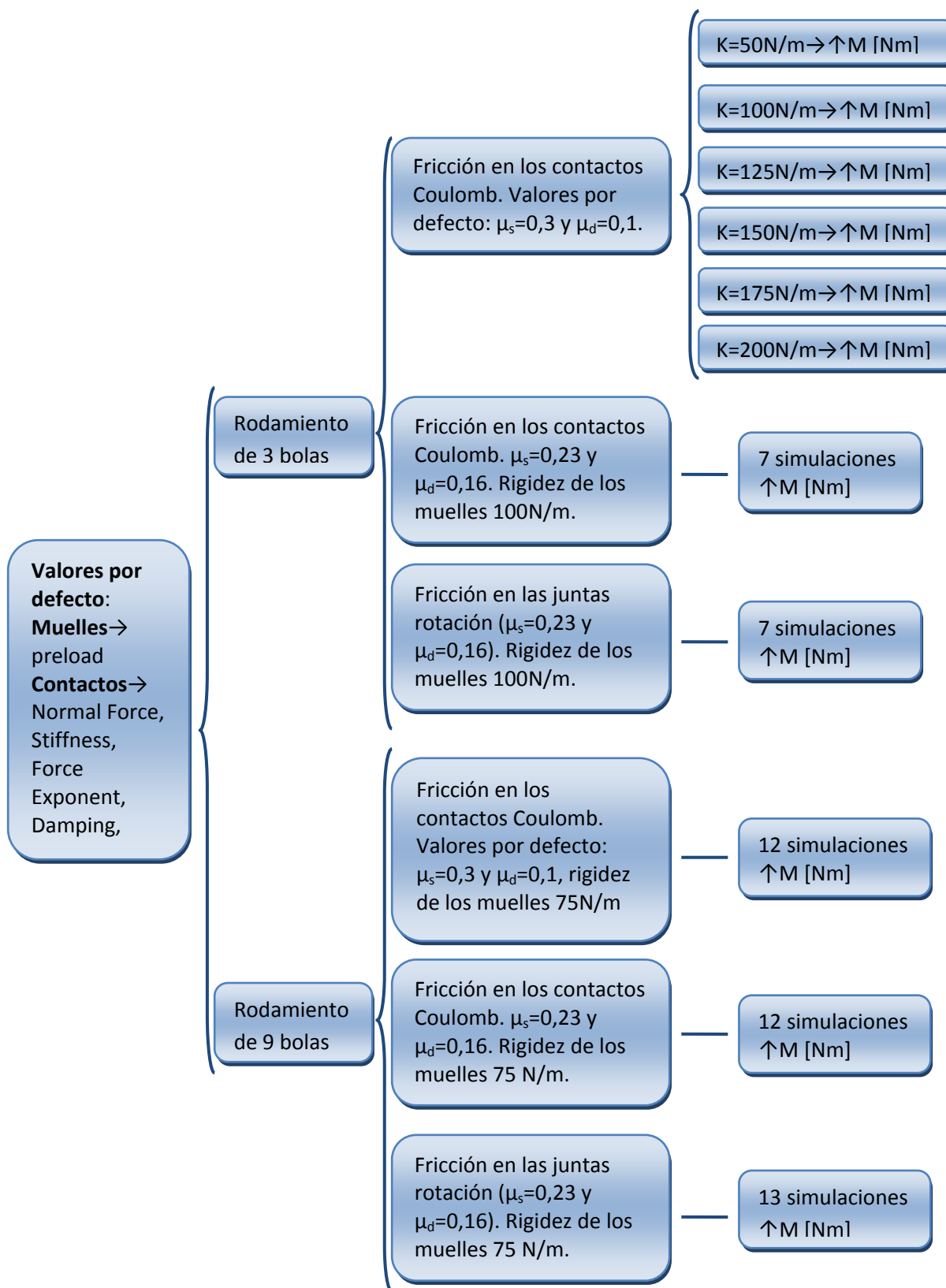


Figura 5.7. Diagrama explicativo del proceso de diseño de las simulaciones



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento

El anterior diagrama (*Figura 5.7*) es una síntesis de los procesos seguidos para cada simulación, donde se explica de una forma muy concreta los valores que se varían para cada simulación, los que permanecen constantes así como el número de simulaciones realizadas para cada rodamiento.

También hay unos valores los cuáles se dejan por defecto para todas las simulaciones de ambos rodamientos y que a continuación se van a especificar.

- Valores por defecto en muelles:

Preload = 0.0

- Valores por defecto los contactos:

Normal Force: Impact

Stiffness = 100.000

Force Exponent = 2,2

Damping = 10

Penetration depth = 0,1

Friction Force: Coulomb

Stiction Transition Vel. = 100

Friction Transition Vel. = 1000

- Valores por defecto en la fricción de las juntas de rotación:

Friction Arm = 1

Bending Reaction Arm = 1

Pin Radius = 1

Stiction Transition Velocity = 0,1

Max. Stiction Deformation = 0,01

Con el rodamiento de 3 bolas se estudia el comportamiento cinématico con tres métodos distintos y que se definen a continuación:

1. Definiendo la fricción en los contactos como Coulomb y con unos valores del coeficiente estático y dinámico de 0,3 y 0,1 respectivamente. Estos valores los impone Adams/View por defecto.

En este primer grupo de simulaciones se varía la rigidez de los muelles. Para cada rigidez definida se realizan siete simulaciones con distinto par aplicado cada una. Los valores de par aplicado al rotor serán: 50, 75, 100, 125, 150, 175 y 200 Nm.

2. En el segundo grupo de simulaciones, se cambian los valores de los coeficientes de fricción estático y dinámico en los contactos por 0,23 y 0,16 respectivamente. Estos valores son los que aconseja Adams para el contacto entre acero-acero (steel-steel) con una lubricación grasa.



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

La rigidez de los muelles seleccionada es de 100 N/m, un valor intermedio del primer grupo de simulaciones. Este valor permanece constante para las siguientes 7 simulaciones que se realizan aumentando el par aplicado al rotor del rodamiento de 3 bolas. Los valores del par aplicado van de 50 Nm a 200 Nm, incrementando el valor en 25 Nm para cada simulación.

3. En el último grupo de simulaciones, se dejan los valores en los contactos de los coeficientes estático y dinámico definidos en el segundo grupo de simulaciones.

Se define fricción en las juntas de rotación situadas en el centro geométrico de cada bola. Los valores que toman los coeficientes estático y dinámico de estas juntas son 0,23 y 0,16 respectivamente.

El valor de la rigidez de los muelles seleccionado es de 100 N/m. Este valor permanece constante mientras que el par aplicado al rotor varía entre 50 Nm y 200 Nm, con incrementos de 25 Nm para cada simulación.

Para el rodamiento de 9 bolas se sigue un esquema parecido. La principal diferencia es que la rigidez permanece constante y con un valor de 75N/m para cada grupo de simulaciones.

1. En el primer grupo de simulaciones se define fricción de Coulomb en los contactos entre bola y pista interna, dejando los valores por defecto de los coeficientes de rozamiento estático y dinámico.

Al igual que para el rodamiento de 3 bolas, el par aplicado al rotor va aumentando. En este caso, al tratarse de unas medidas más pequeñas que en el rodamiento de 3 bolas los pares aplicados también son más pequeños. Estos toman 12 valores distintos entre 2,5 Nmm y 15Nmm.

2. En este grupo de simulaciones, al igual que con el rodamiento de 3 bolas, el valor de la rigidez de los muelles permanece constante y los coeficientes de rozamiento estático y dinámico entre bola y pista interna toma unos valores de 0,23 y 0,16.

Como en el grupo anterior, se realizan 12 simulaciones aumentando el par entre 2,5 Nmm y 15 Nmm.

3. Por último, se define fricción en las juntas de rotación variando únicamente los valores de los coeficientes de rozamiento estático y dinámico. Estos coeficientes toman como valor 0,23 y 0,16.

Se realizan 13 simulaciones aumentando el par entre 2,5Nmm y 20 Nmm.



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento

En resumen, se van a definir tres estados comunes para los rodamientos modelados de 3 y 9 bolas:

- Un primer estado con fricción de Coulomb en los contactos con valores por defecto. Resultados analizados en los apartados 6.1 y 7.1.
- Un segundo estado con fricción de Coulomb en los contactos pero con valores de coeficientes de fricción estática y dinámica recomendados para un contacto entre dos elementos sólidos de acero con lubricación mediante grasa. Resultados analizados en los apartados 6.4 y 7.2.
- Un tercer y último estado, en el cuál se define fricción en las juntas de rotación. Resultados analizados en los apartados 6.3 y 7.3.

En los próximos capítulos se presentan los resultados obtenidos siguiendo el diagrama anterior para los dos modelos de rodamientos realizados.



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento



Capítulo VI

Análisis de los Resultados del Rodamiento de Tres Bolas

6.1. Análisis de resultados del modelo con fricción de Coulomb.

A continuación se muestran los resultados obtenidos para las diferentes simulaciones variando la rigidez de los muelles y el par aplicado al rotor.

Las gráficas que se presentan constituyen una comparativa de la evolución temporal de la velocidad angular del rotor para la misma rigidez de los muelles y siete valores distintos de par. En ellas podemos observar tanto el tiempo de establecimiento del modelo de rodamiento de tres bolas como la velocidad de estabilización o linealidad de esta función. La velocidad de estabilización de cada simulación nos servirá para el posterior cálculo de la velocidad de deslizamiento.

6.1.1. $K = 50 \text{ N/m}$.

En esta primera gráfica (*Figura 6.1*) podemos observar como aumenta la velocidad de estabilización a la vez que aumentamos el par. El aumento es mayor entre pares menores, como podemos ver para 50, 75 y $100 \text{ N}\cdot\text{m}$, y menor entre pares mayores, como podemos ver para 125, 150, 175 y $200 \text{ N}\cdot\text{m}$ (*Figura 6.2*).

Para los tiempos de estabilización pasa lo contrario, según aumentamos el par aplicado al rotor el tiempo es menor. La pendiente de cada curva aumenta según aumentamos el par.

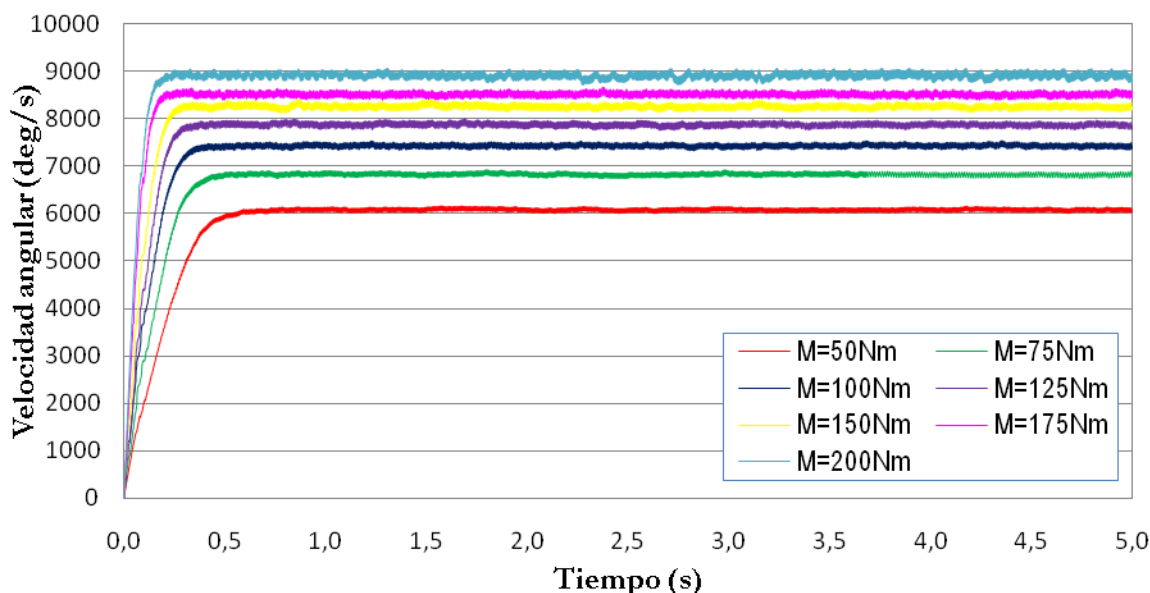


Figura 6.1. Velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 50 N/m

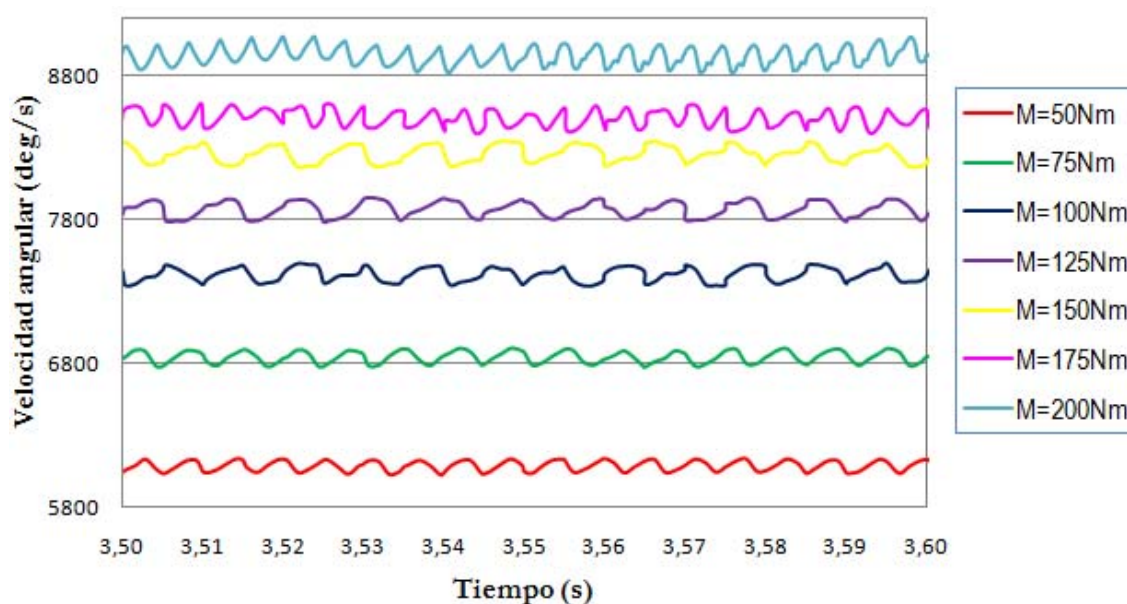


Figura 6.2. Vista detalle de velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 50 N/m

6.1.2. $K = 75 \text{ N/m}$.

En las siguientes cinco figuras (Figura 6.3, 6.4, 6.5, 6.6 y 6.7), se muestran los resultados obtenidos para una rigidez de los muelles de 75N/m y los diferentes pares aplicados, obteniendo unos resultados muy parecidos a los mostrados con rigidez 50N/m.

Se han realizado más simulaciones para este valor de la rigidez y se puede observar que abarca un mayor rango de pares para la posterior comparación de los resultados con el rodamiento de 9 bolas ya que ésta será la rigidez seleccionada para las simulaciones con el rodamiento normalizado de 9 bolas.

Por ello, estos resultados únicamente se muestran para comprobar que son extrapolables a rodamientos de distintas medidas normalizadas y distinto número de elementos rodantes como haremos posteriormente con el rodamiento de 9 bolas.

En la figura 6.3 se encuentran todas las simulaciones realizadas y el par con el que se ha realizado cada simulación. Se observa como al aumentar el par el rodamiento se estabiliza en un menor tiempo y a una velocidad mayor. Para los valores menores de par aplicado al rotor se observan irregularidades en el primer segundo de la simulación y el rodamiento tarda más tiempo en estabilizar.

Para una mayor precisión en la observación de los datos se muestran las figuras 6.3, 6.4, 6.5, 6.6 y 6.7.

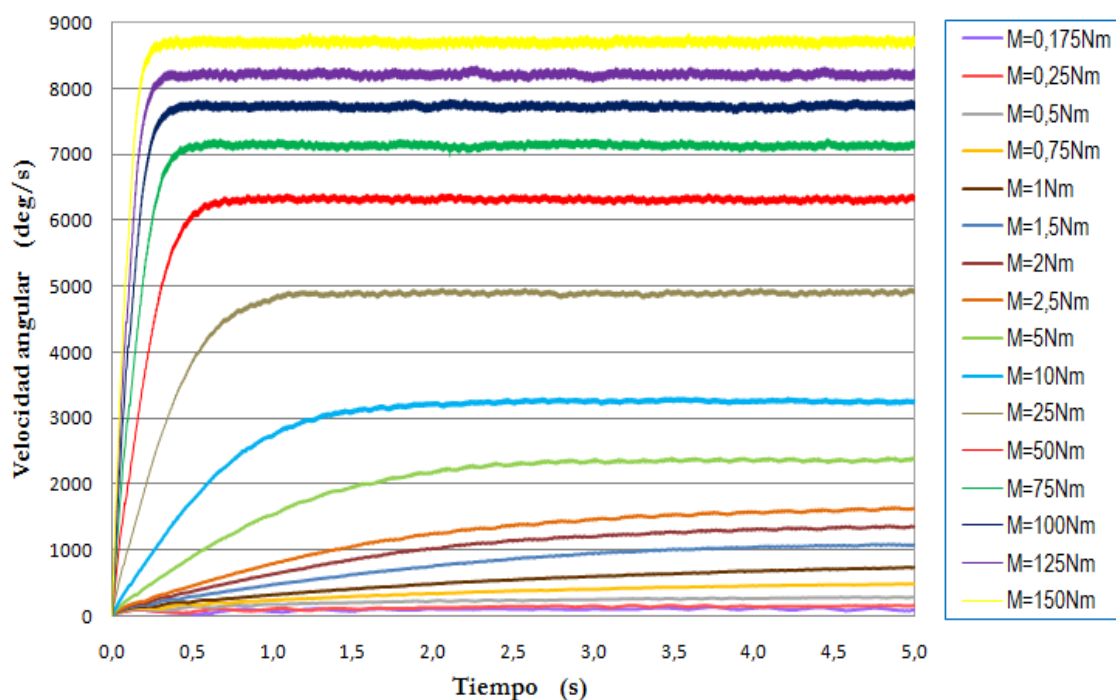


Figura 6.3. Velocidades angulares con rigidez de los muelles 75 N/m

En esta primera vista detalle (Figura 6.4) se pueden observar las irregularidades y cierta inestabilidad en la velocidad angular para los menores valores de par debido a las fuerzas de rozamiento en los contactos. Estas fuerzas se superan y el rodamiento se estabiliza para unos valores de par mayores a 2,5Nm.

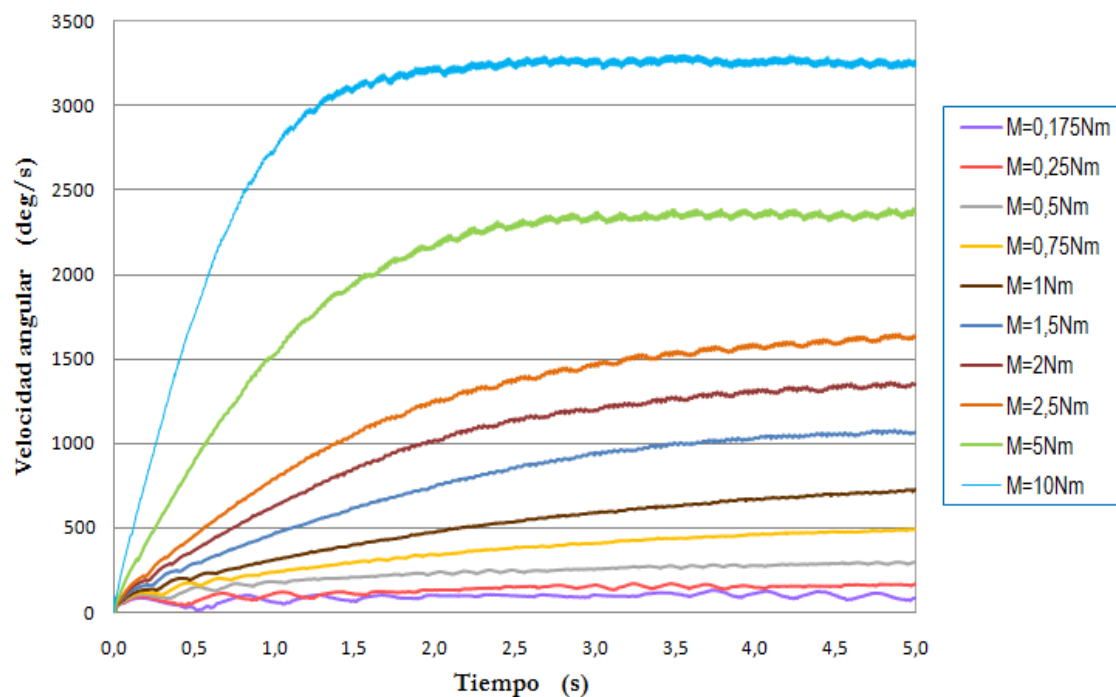


Figura 6.4. Vista detalle de la velocidad angular con rigidez de los muelles 75 N/m con par desde 0,175 N·m a 10 N·m

Para poder observar mejor las irregularidades en los primeros segundos de la simulación y comentadas anteriormente se expone la *figura 6.5*.

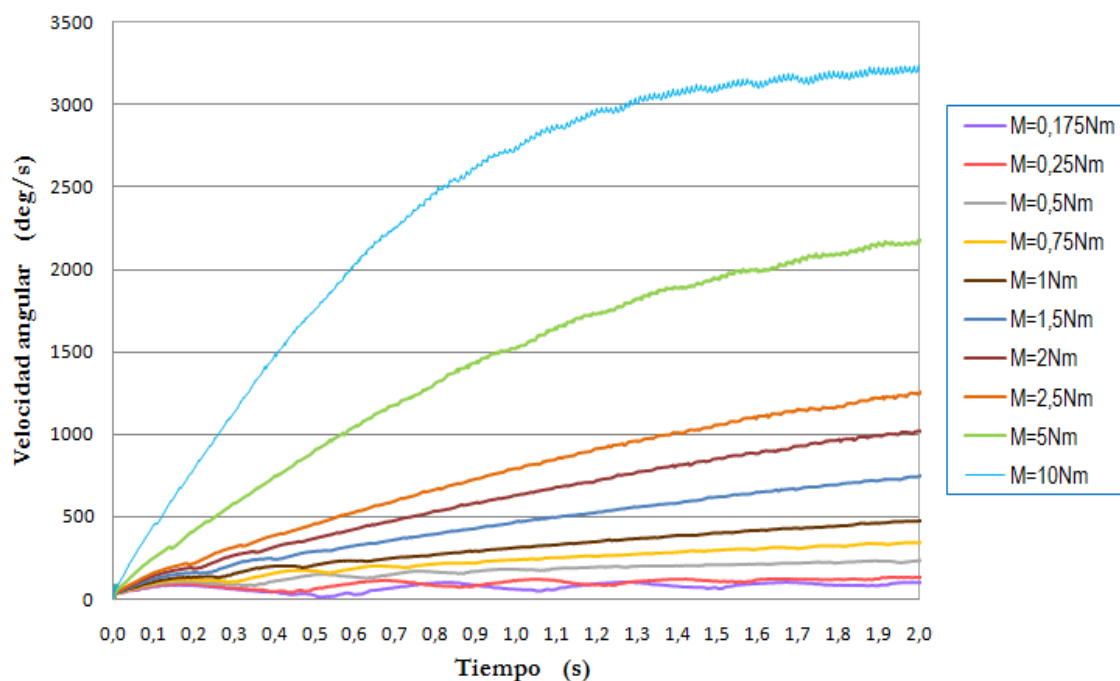


Figura 6.5. Ampliación de velocidad angular entre 0 y 2 segundos con rigidez de los muelles 75N/m con par desde 0,175 N·m a 10 N·m

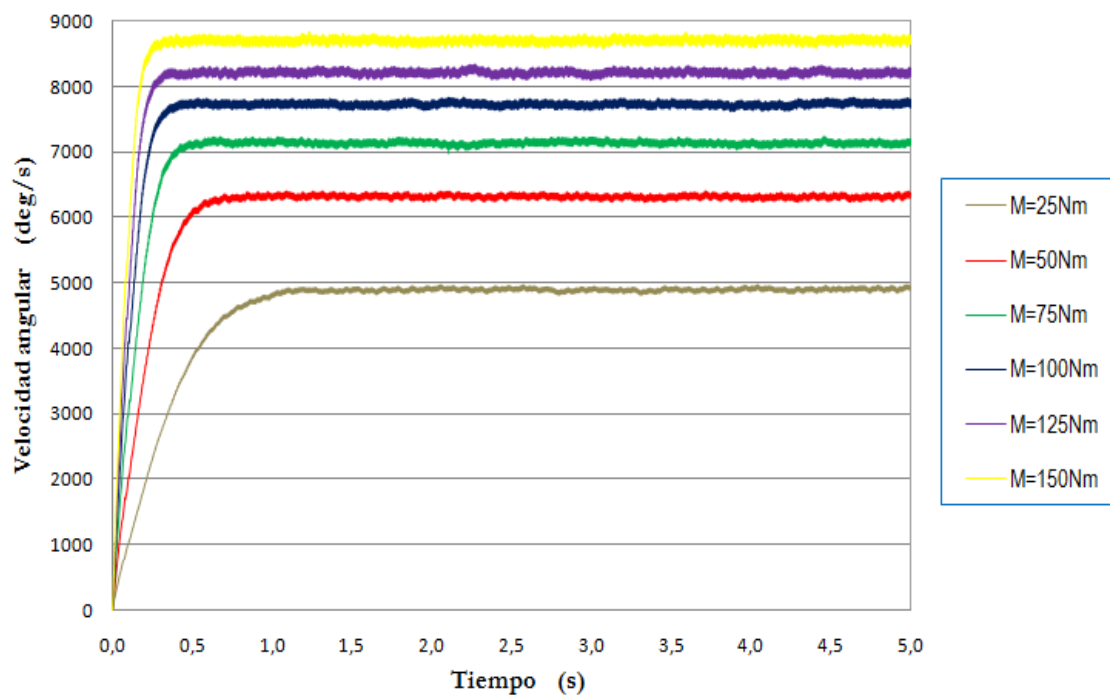


Figura 6.6. Vista detalle de velocidad angular con rigidez de los muelles 75 N/m con par desde 25N·m a 150 N·m

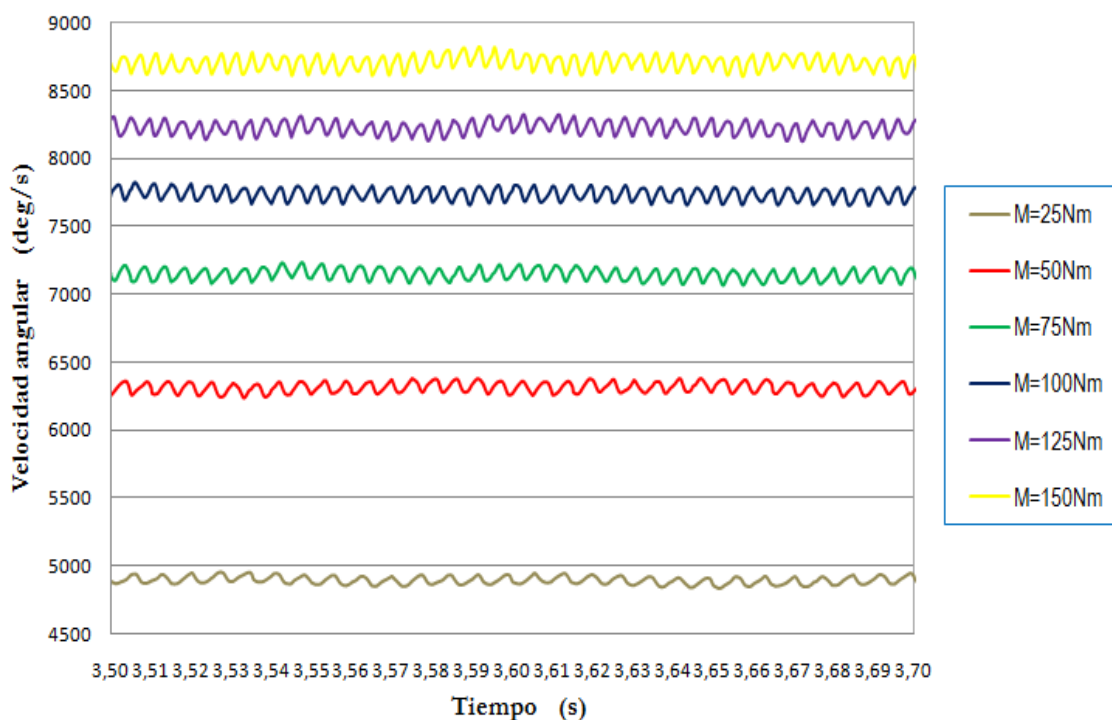


Figura 6.7. Ampliación de velocidades de estabilización entre 3,5 y 3,7 segundos con rigidez de los muelles 75 N/m con par desde 25 N·m a 150 N·m

En las dos últimas figuras (figura 6.6 y 6.7), se exponen las velocidades angulares obtenidas para las simulaciones realizadas con un mayor valor de par donde se observan resultados que indican que el rodamiento se estabiliza en un menor tiempo de simulación según aumentamos el par. Las velocidades de estabilización aumentan en menor proporción según se aumenta el par aplicado.

6.1.3. $K = 100$ N/m.

En las siguientes siete simulaciones (figura 6.8 y 6.9) podemos observar una evolución similar a las que se producen en las gráficas anteriores, para una rigidez de 50 y 75 N/m; aunque, en este caso, las velocidades angulares de estabilización del sistema son mayores al igual que los tiempos de estabilización del modelo.

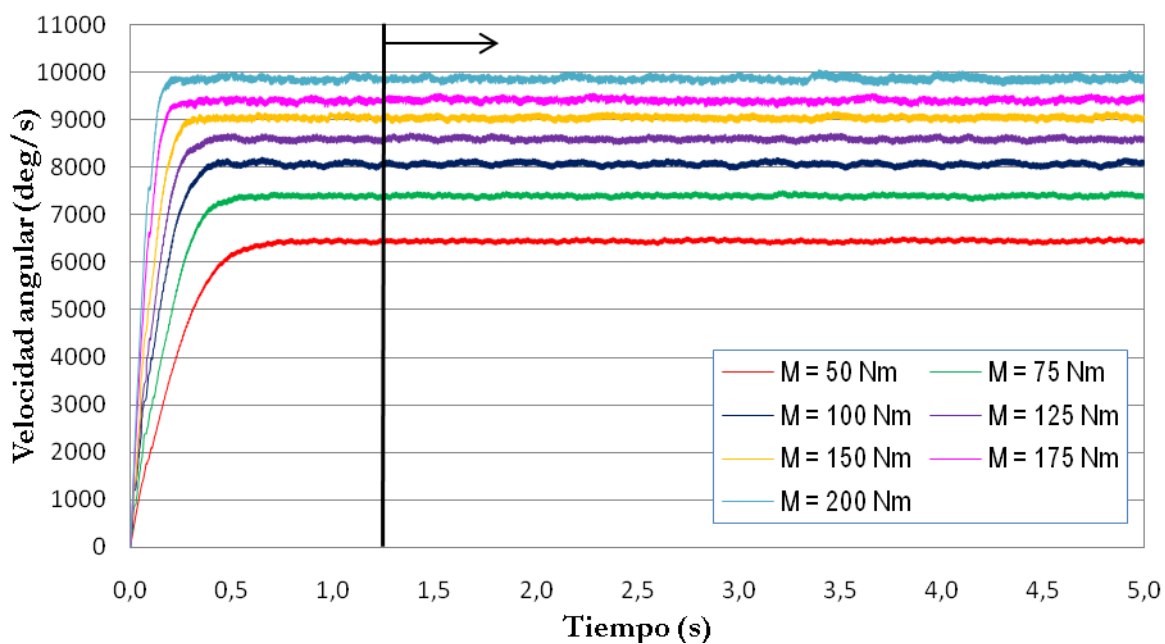


Figura 6.8. Velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 100 N/m

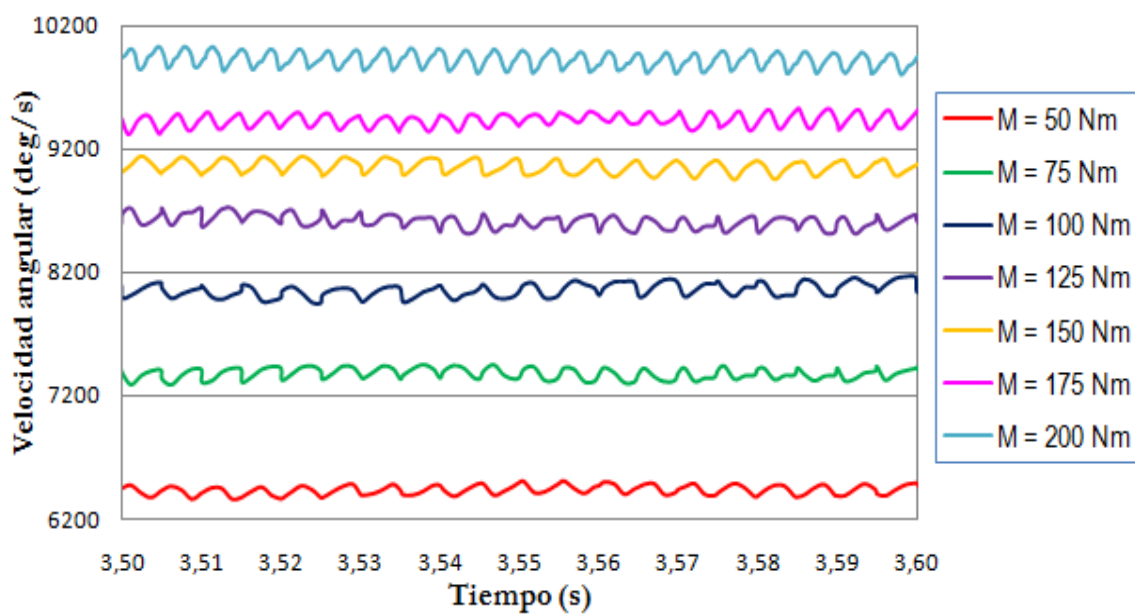


Figura 6.9. Vista detalle de velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 100 N/m



6.1.4. $K = 125 \text{ N/m}$.

Para las siguientes simulaciones se utilizó un valor de rigidez de los muelles de 125 N/m . Las primeras 5 simulaciones seguían un patrón similar de estabilización a los resultados obtenidos para rigideces de 50 y 100 N/m , siendo las velocidades y los tiempos de estabilización sensiblemente superiores (*Figura 6.10*).

Pero para las simulaciones con par 175 y $200 \text{ N}\cdot\text{m}$, el sistema dejó de seguir ese patrón y se produjo un incremento considerable de la velocidad angular del rotor. También se puede observar que existen muchas vibraciones y que las velocidades sufren oscilaciones entre los 2000 y $2500^\circ/\text{s}$, es decir, en torno a 333 y 417 rpm .

Este incremento repentino de la velocidad y las vibraciones puede ser debido a que el centro de masas del rotor sufra el efecto del ocho justo para esta serie de datos, es decir, una rigidez de los muelles de 125 N/m , un par de 175 o $200 \text{ N}\cdot\text{m}$ y para 1000 pasos (steps).

Hay que señalar que Adams/View es bastante irregular en cuanto a los datos de simulación ya que variando en ± 10 pasos la simulación los resultados pueden ser distintos.

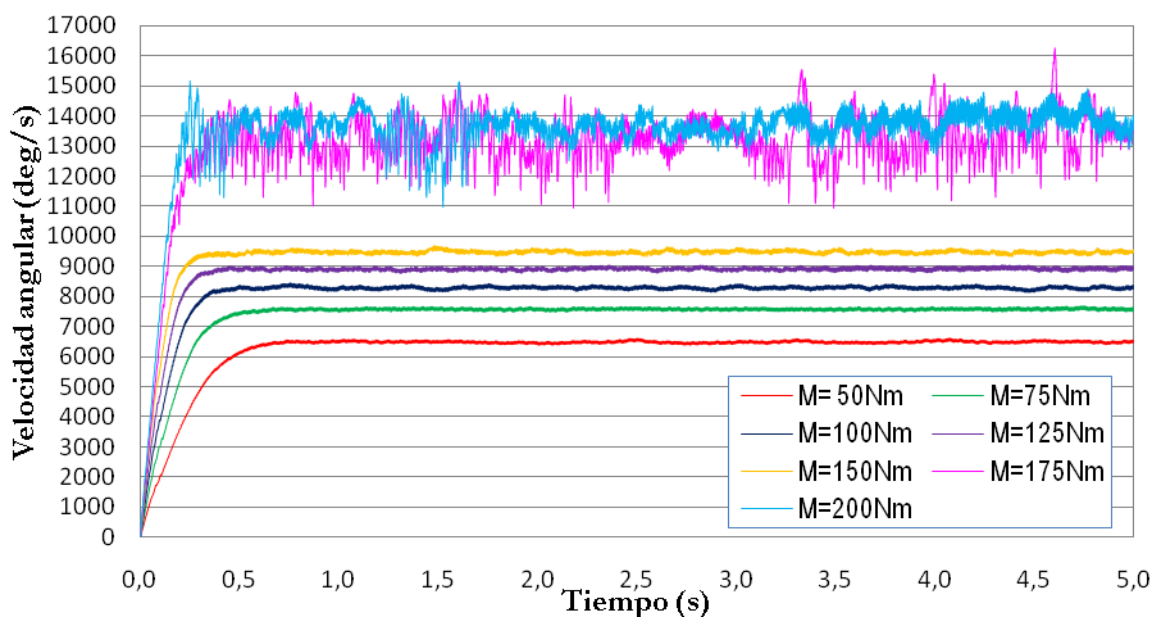


Figura 6.10. Velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 125 N/m

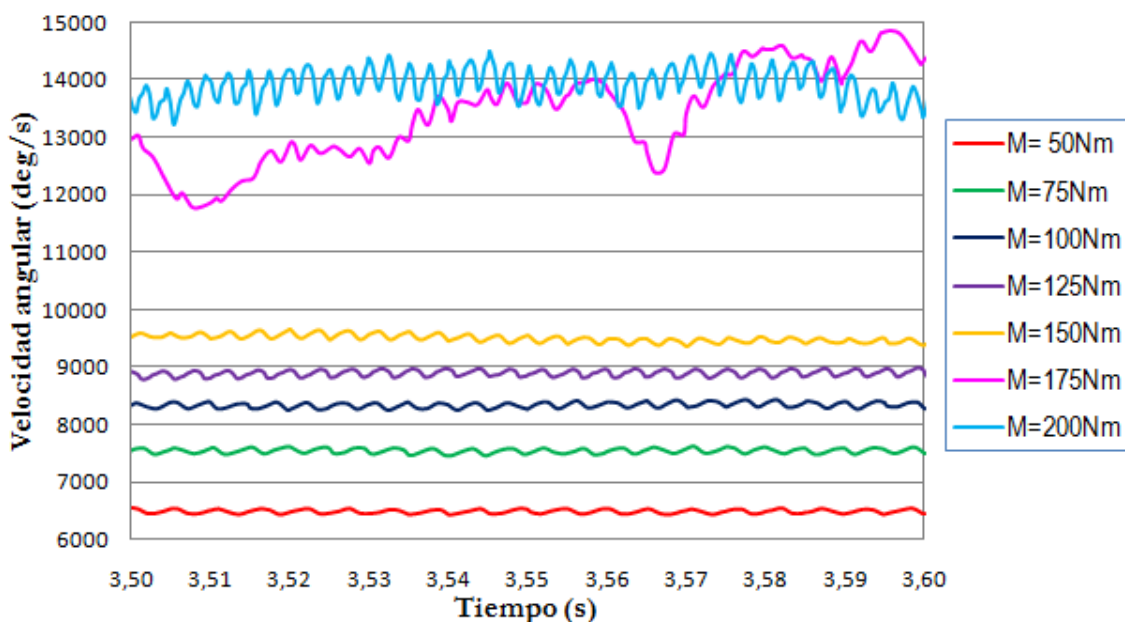


Figura 6.11. Vista detalle de velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 125 N/m

En esta vista detalle (Figura 6.11), se puede observar de manera más clara como para par 175 N·m el sistema es poco estable. En cambio, para el resto de valores de par el sistema es totalmente estable, sobre todo, para los valores inferiores a 175 N·m.

6.1.5. K = 150 N/m.

A partir este valor de rigidez de los muelles las velocidades de estabilización muestran muchas oscilaciones y estas se incrementan a la vez que incrementamos el par aplicado al rotor (Figura 6.12).

También hay que señalar que la velocidad de estabilización sufre menores incrementos de una simulación a otra, es decir, de un par a otro par mayor. En cambio, los tiempos de estabilización son mayores para este valor de rigidez.

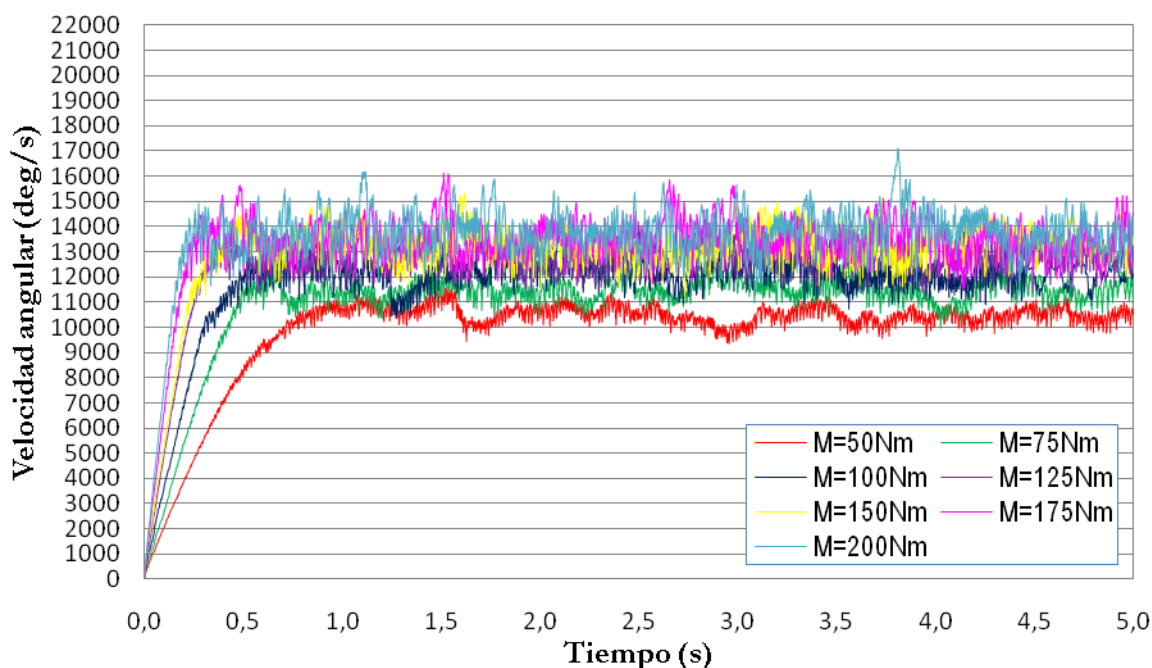


Figura 6.12. Velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 150 N/m

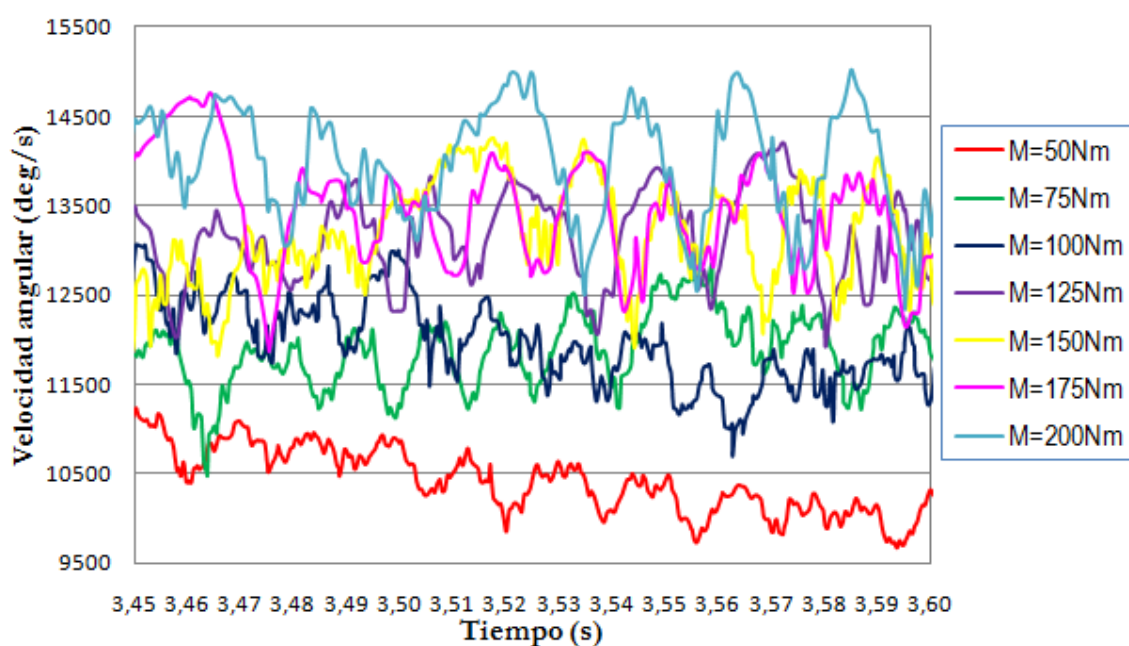


Figura 6.13. Vista detalle de velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 150 N/m

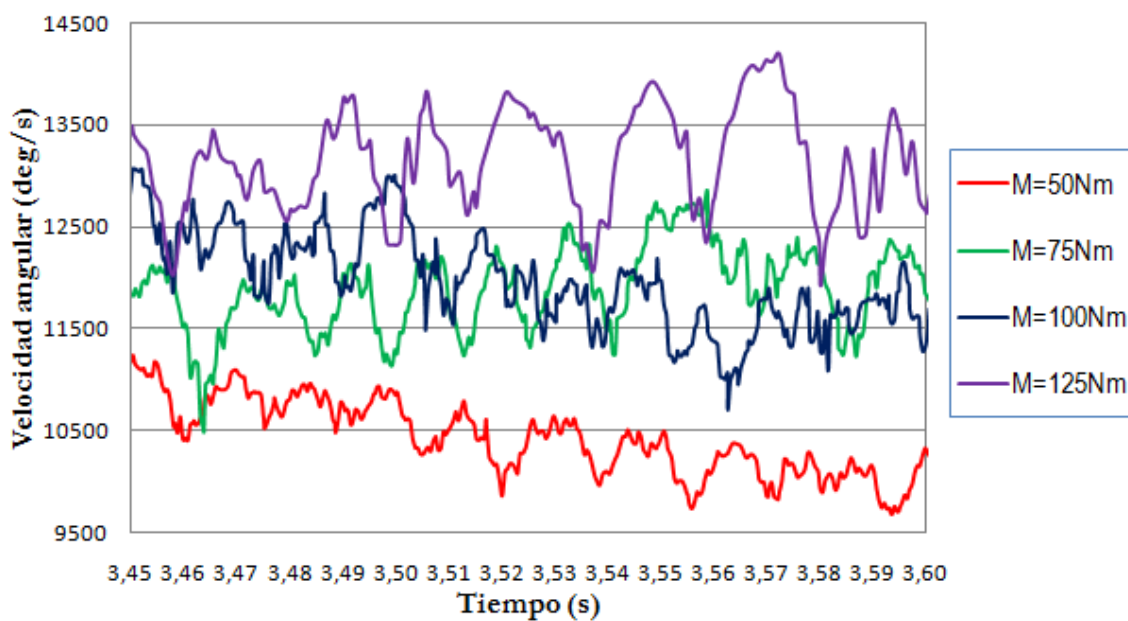


Figura 6.14. Vista detalle de velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 125 N/m para 50, 75, 100, 125 N·m

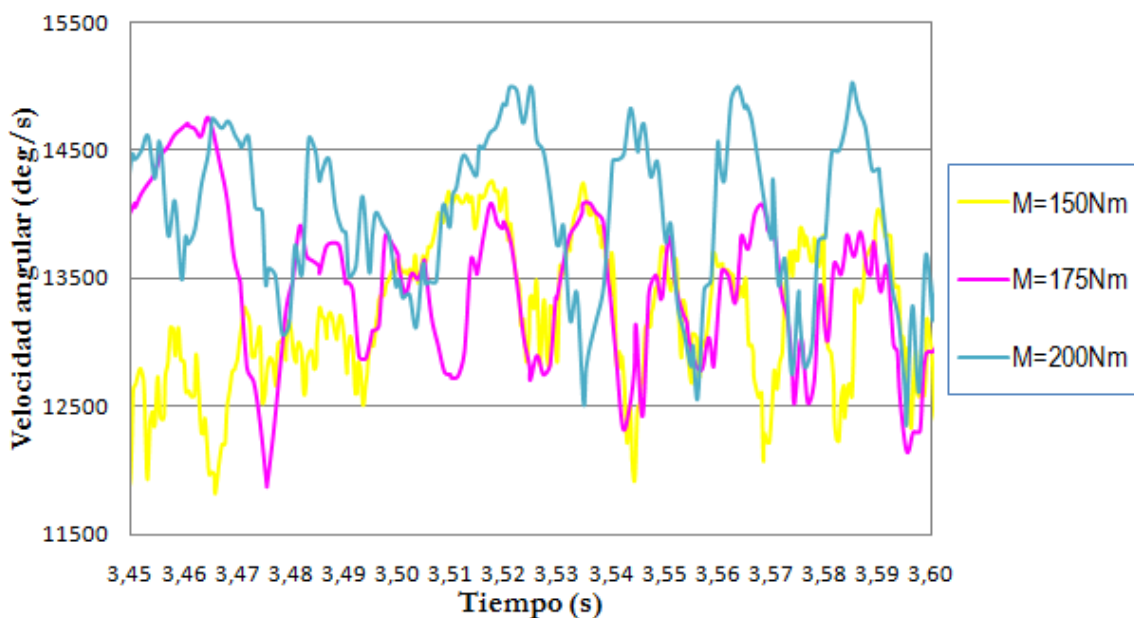


Figura 6.15. Vista detalle de velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 125 N/m para 150, 175, 200 N·m

Las últimas tres gráficas (Figura 6.13, 6.14 y 6.15) son una vista detalle de la gráfica comparativa para poder observar mejor la forma de cada curva de velocidad de estabilización respecto al tiempo de simulación.

6.1.6. $K = 175 \text{ N/m}$.

En las siguientes siete simulaciones pudimos observar cómo debido al aumento de rigidez el sistema cada vez era más inestable incluso para valores de par pequeños (Figura 6.16, 6.17, 6.18 y 6.19).

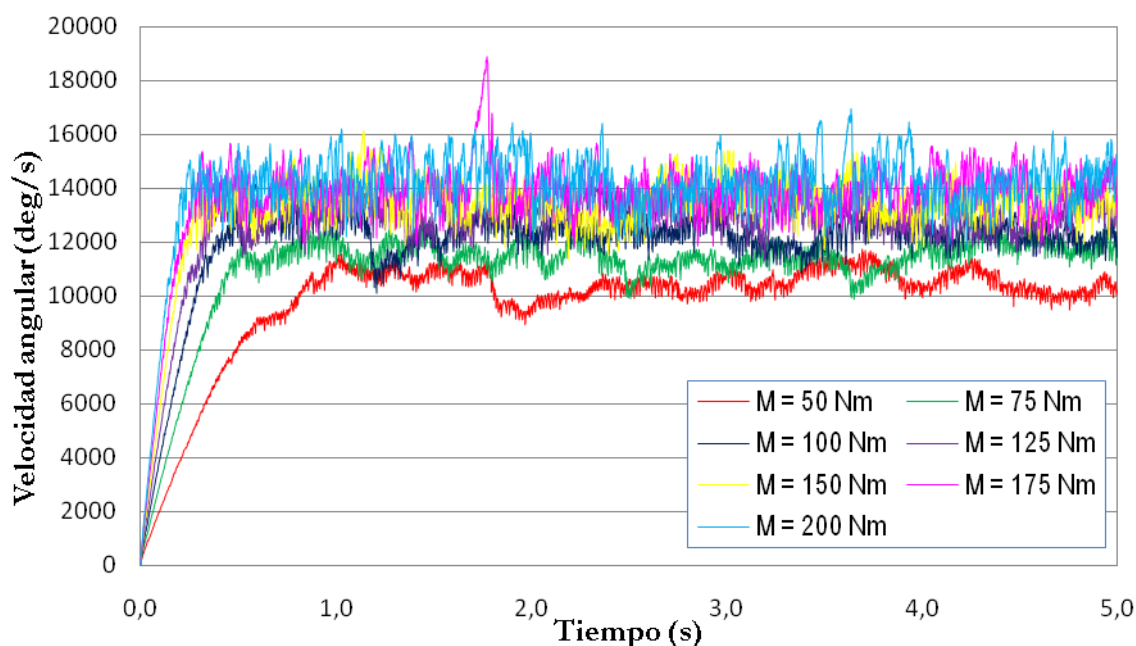


Figura 6.16. Velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 175 N/m

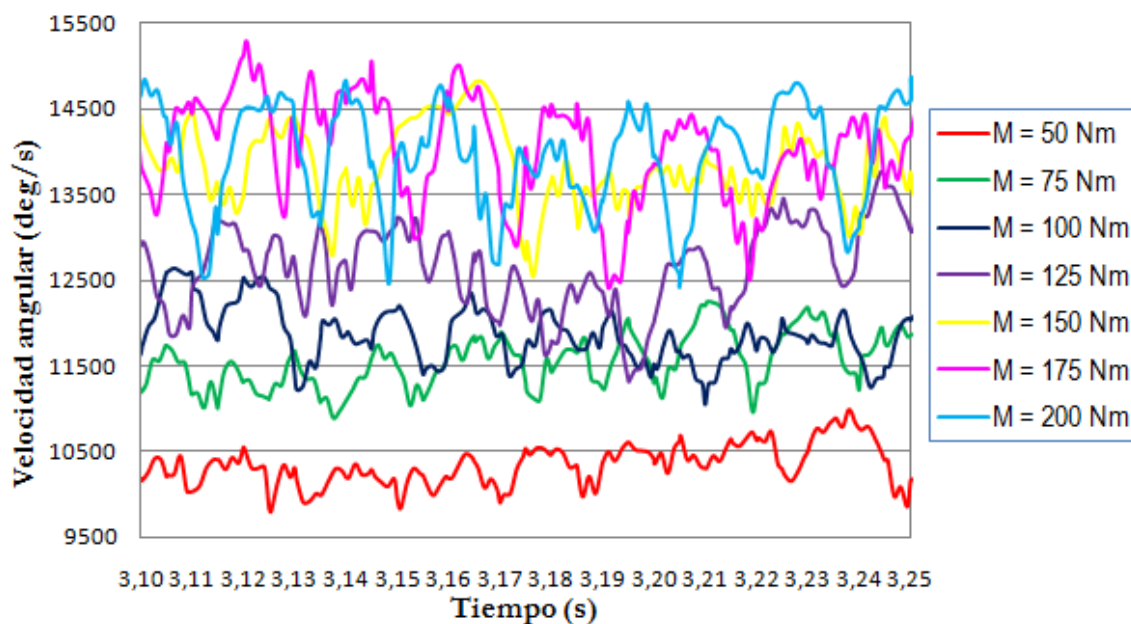


Figura 6.17. Vista detalle de velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 175 N/m

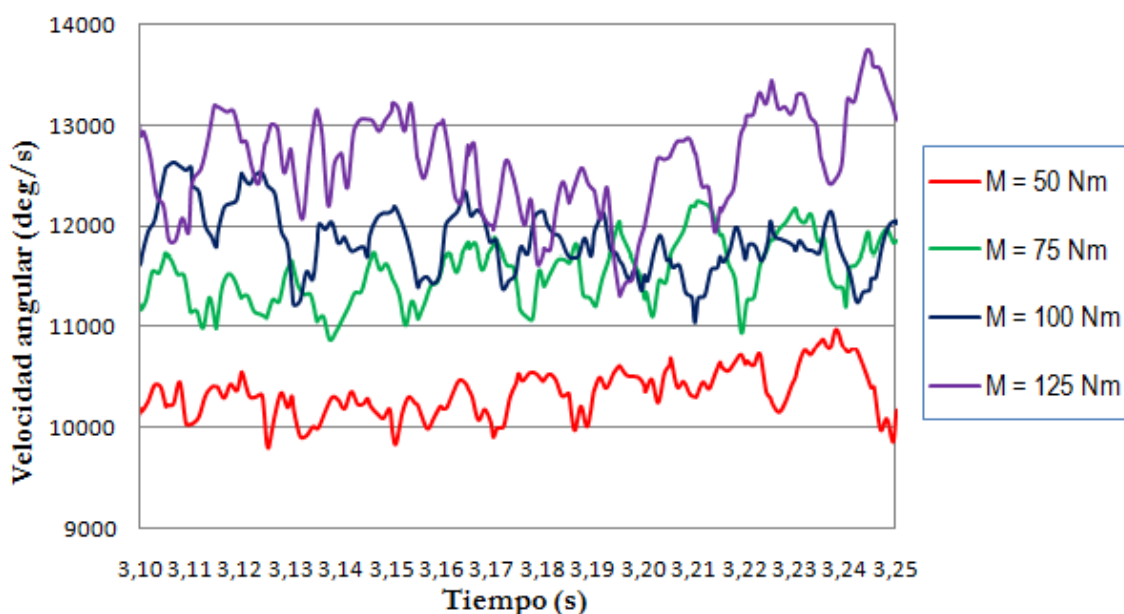


Figura 6.18. Vista detalle de velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 175 N/m para 50, 75, 100, 125 N·m

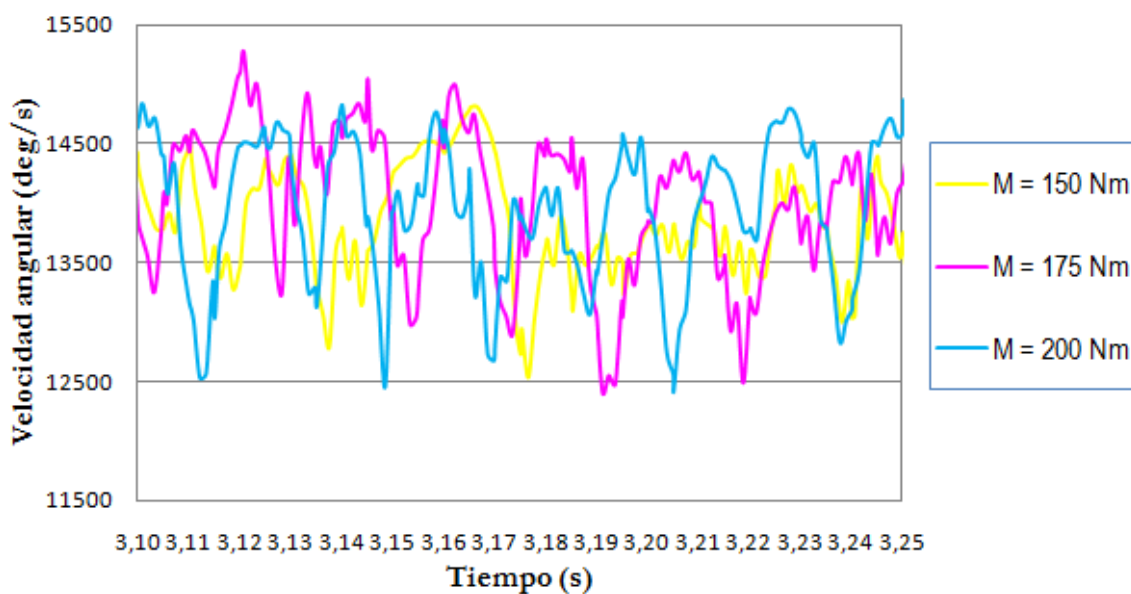


Figura 6.19. Vista detalle de velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 125 N/m para 150, 175, 200 N·m

6.1.7. $K = 200 \text{ N/m}$.

En las últimas siete simulaciones podemos observar que las vibraciones se mantienen que no se diferencian grandes incrementos de la velocidad de estabilización del sistema para 100, 125, 150, 175 y 200 N·m, es decir, la diferencia que existe entre curvas es más reducido que para rigideces de los muelles inferiores (Figura 6.21, 6.22, 6.23, 6.24 y 6.25).

Los tiempos de estabilización se incrementan debido a la inestabilidad del sistema.

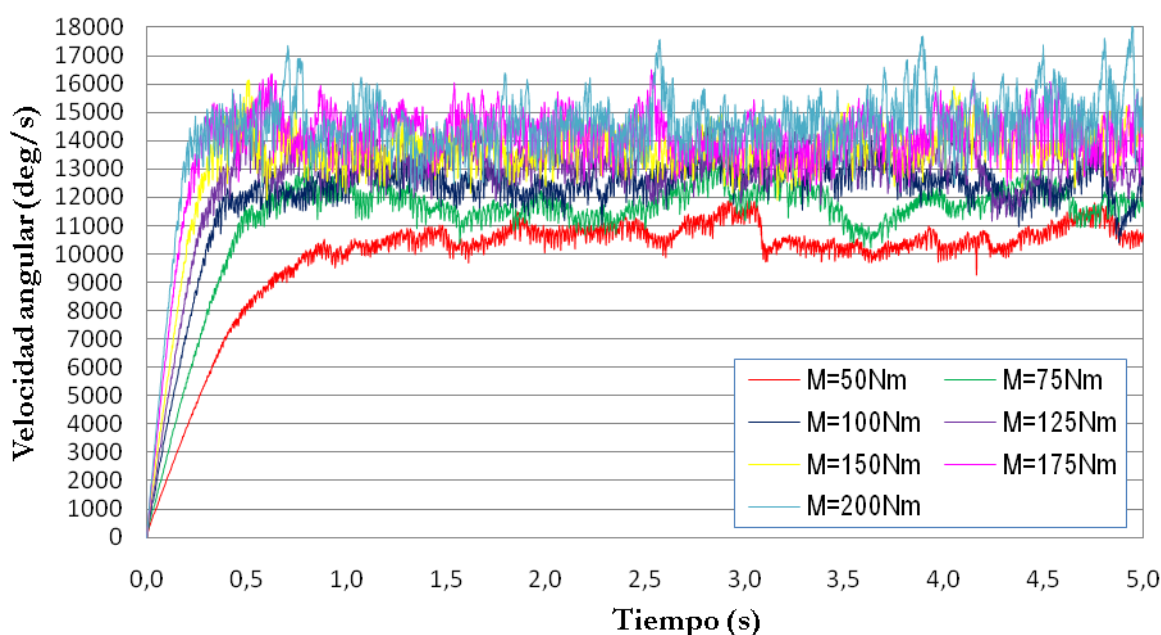


Figura 6.20. Velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 200 N/m

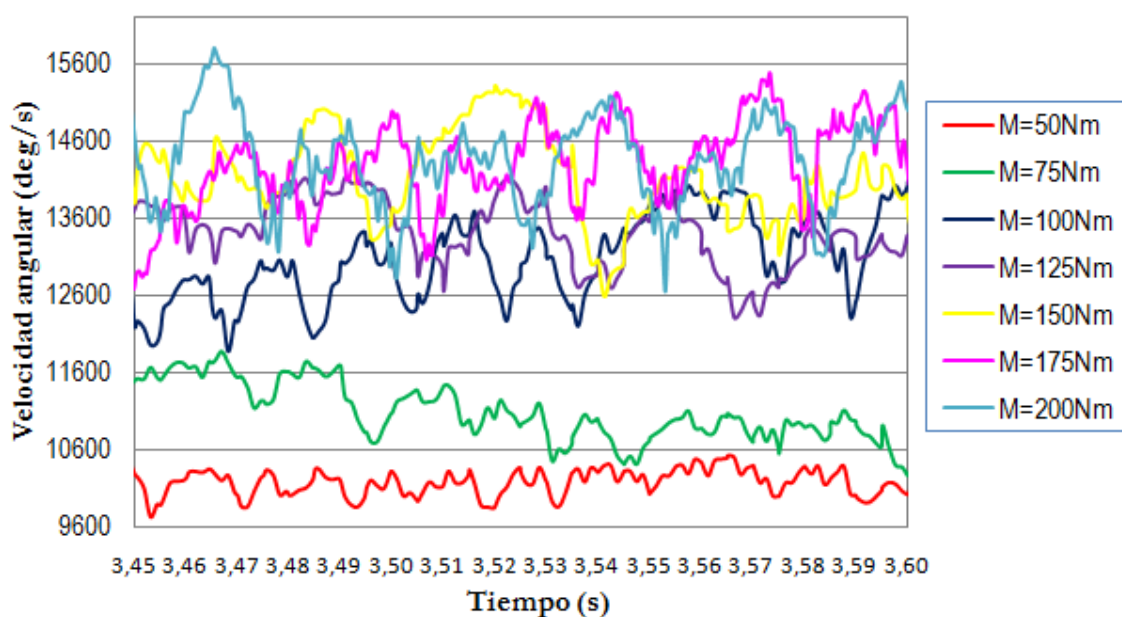


Figura 6.21. Vista detalle de velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 200 N/m

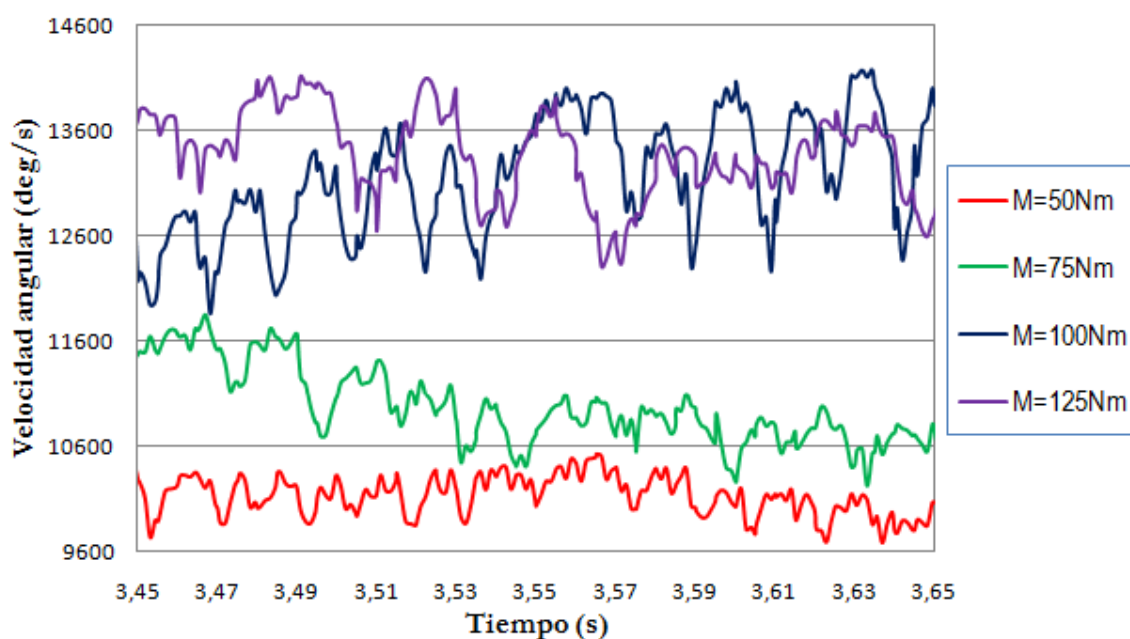


Figura 6.22. Vista detalle de velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 200 N/m para 50, 75, 100, 125 N·m

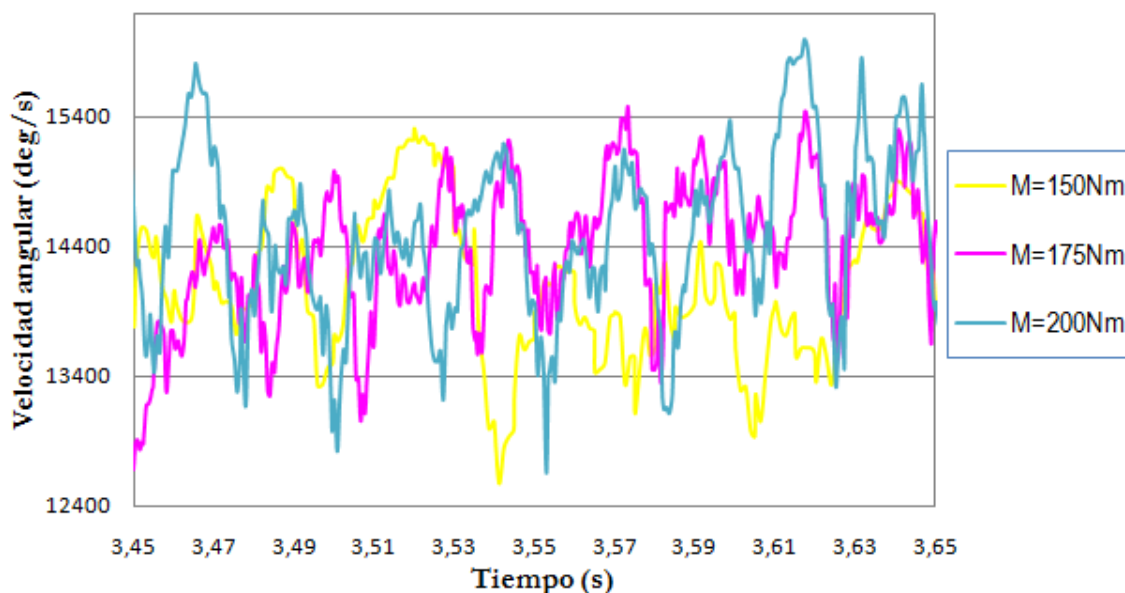


Figura 6.23. Vista detalle de velocidades de estabilización con rigidez de los muelles 200 N/m para 150, 175, 200 N·m

6.2. Comparación de resultados del modelo con fricción de Coulomb.

6.2.1. Velocidad de estabilización.

- Variación de la velocidad de estabilización respecto al par de rotación aplicado al rotor para las diferentes rigideces simuladas (Tabla 6.1).

Tabla 6.1. Velocidad de estabilización

Velocidad de estabilización [Hz]							
M [Nm]	K=50N/m	K=100N/m	K=125N/m	K=130N/m	K=150N/m	K=175N/m	K=200N/m
50	16,9	17,9	18	28,6	29,1	29,2	29,5
75	19	20,5	21	31,2	32	32,1	33
100	20,7	22,5	23	32,9	33,6	34,2	35,2
125	21,9	23,9	24,7	34,2	35,7	36,3	36,7
150	22,9	25,1	26,4	36,2	36,8	37,6	38,3
175	23,6	26,2	37	36,9	37,7	38,9	39,5
200	24,8	27,5	38,2	38,3	38,5	39,8	41,6

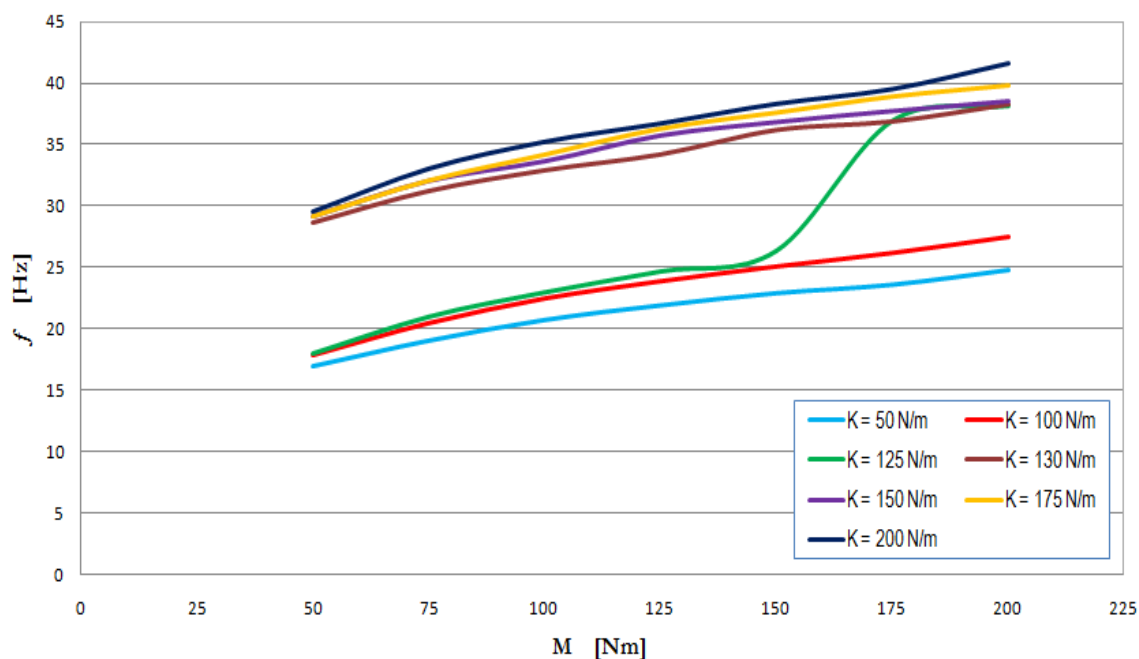


Figura 6.24. Variación de las velocidades de estabilización para los diferentes valores de la rigidez

El criterio seguido para la obtención de las velocidades de estabilización consiste en el cálculo de la velocidad media a partir de un tiempo determinado y común para todas las simulaciones. En todos los casos, a partir de 1,25 segundos de tiempo transcurrido de la simulación, el rodamiento ya se encuentra en un estado estable, por lo que es a partir de este valor cuando se tienen en cuenta los datos de las velocidades angulares para realizar la media y determinar la velocidad de estabilización.

En esta gráfica (*Figura 6.24*) podemos observar las diferentes velocidades de estabilización obtenidas. Cada curva nos muestra como varía la velocidad del rodamiento de tres bolas para una misma rigidez variando el par aplicado. A su vez, podemos comparar la evolución para diferentes valores de rigidez.

Podemos observar como a partir de unos valores de rigidez de 125 N/m y un par aplicado al rotor de 150 N·m se produce un incremento de las velocidades de estabilización considerable. Este incremento puede ser debido a que se produce una mayor velocidad de deslizamiento para esos valores de las variables.

A raíz de comprobar estos resultados se efectuó una simulación más para una rigidez de 130 N/m para comprobar cómo se comportaba el sistema para el espacio de velocidades que existe entre 125 N/m y 150N/m obteniendo unos valores similares a los obtenidos con 150 N/m como se observa en la figura 6.19, concluyendo que para una rigidez 125N/m y un par de 150Nm existe un punto de inflexión en la estabilidad de las velocidades en el rodamiento.

- Variación de la velocidad de estabilización en $H\dot{x}$ respecto al par de rotación aplicado en $N\cdot m$ y la rigidez N/m .

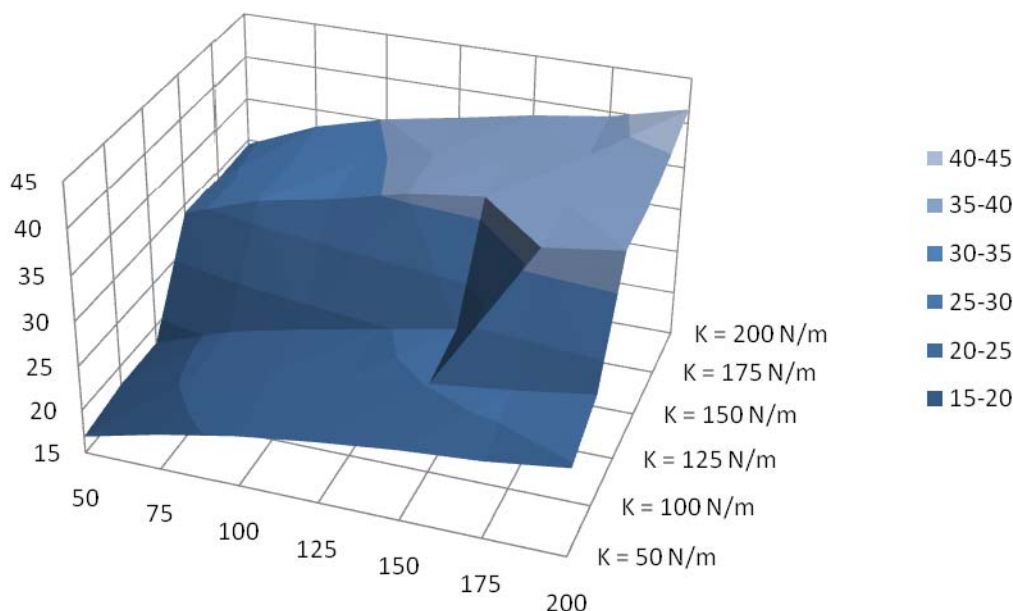


Figura 6.25. Gráfica tridimensional



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

En esta gráfica tridimensional (*Figura 6.25*) mostramos la evolución de la velocidad angular del rotor en Hz respecto a las dos variables que hemos utilizado para observar el comportamiento del rodamiento de tres bolas.

La degradación del color nos indica los diferentes rangos de velocidad, y los cambios de relieve nos indican los cambios más significativos. Vemos que existen cambios de relieve significativos cuando la rigidez toma los valores de 150N/m y 175N/m.

6.2.2. Tiempo de establecimiento.

- Tiempo de establecimiento de la velocidad de estabilización respecto al par de rotación aplicado al rotor para las diferentes rigideces simuladas (Tabla 6.2).

Tabla 6.2. *Tiempo de establecimiento*

Tiempo de establecimiento [s]						
M [Nm]	K=50N/m	K=100N/m	K=125N/m	K=150N/m	K=175N/m	K=200N/m
50	0,608	0,72	0,6698	0,7855	0,8501	1,2296
75	0,475	0,5078	0,622	0,4787	0,4988	0,5854
100	0,372	0,3772	0,4605	0,46	0,4345	0,5974
125	0,2937	0,3551	0,3916	0,3607	0,3595	0,389
150	0,2498	0,284	0,3829	0,375	0,3025	0,315
175	0,2	0,2969	0,3255	0,2534	0,2734	0,2909
200	0,2097	0,2007	0,2282	0,2286	0,2411	0,3043

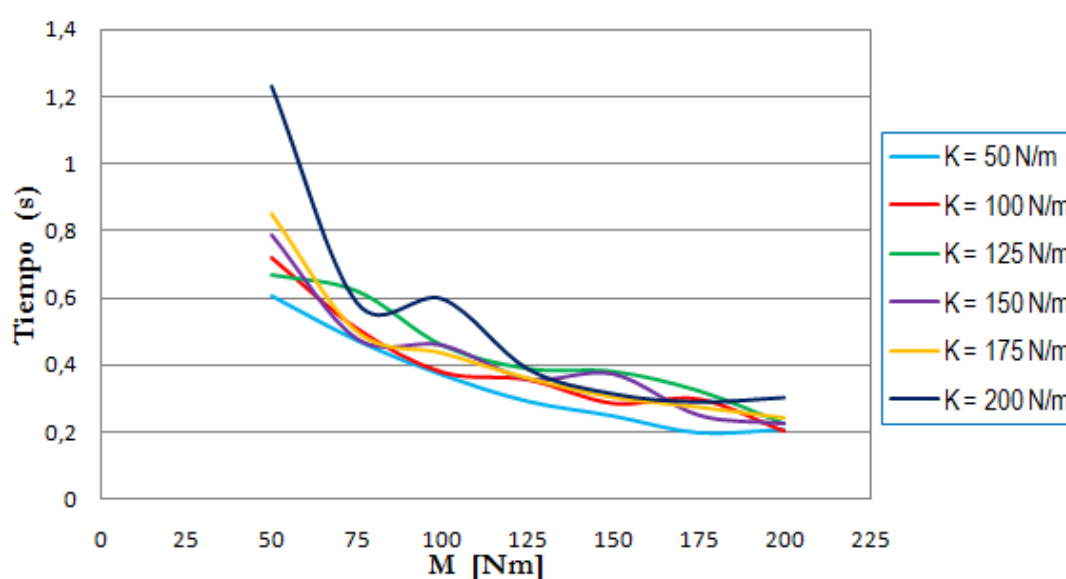


Figura 6.26. *Tiempos de establecimiento*



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

El criterio seguido para determinar los tiempos de establecimiento se basa en las velocidades de estabilización presentadas en la *tabla 6.1*. A partir de los datos de velocidades exportados de Adams/Postprocessor a Excel se realiza una búsqueda del valor de velocidad de estabilización. El instante en el cual se repite por tercera vez una velocidad igual o superior a la velocidad de estabilización se considera el tiempo de establecimiento.

Como se puede observar en la *figura 6.26*, el patrón seguido por los tiempos de establecimiento es aproximadamente el mismo independientemente del valor que adquiera tanto la rigidez como el par.

El tiempo de establecimiento para un mismo valor de rigidez disminuye según aumenta el par.

También es necesario indicar que la pequeña inestabilidad del sistema para los mayores valores de rigidez se ve reflejada en las curvas de los tiempos de establecimiento.

6.2.3. Velocidad de deslizamiento.

A continuación se presentan los cálculos de las velocidades de deslizamiento para cada simulación. Para todos los cálculos $r_A = 0,225\text{m}$ y $r_{bola} = 0,025\text{m}$.

- $K = 50 \text{ N/m}$

- $M = 50 \text{ Nm}$

- Donde: $\omega_A = 6089 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 106,3 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 56750 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 990,70 \text{ rad/s}$

- $V_A = \omega_A \cdot r_A = 106,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225\text{m} = 23,92 \text{ m/s}$

- $V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 990,7 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025\text{m} = 24,70 \text{ m/s}$

- $V_{\text{deslizamiento}} = V_{bola} - V_A = 0,85 \text{ m/s}$

- $M = 75 \text{ Nm}$

- Donde: $\omega_A = 6839 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 119,4 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 63865 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 1114,6 \text{ rad/s}$

- $V_A = \omega_A \cdot r_A = 119,4 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225\text{m} = 26,87 \text{ m/s}$

- $V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1114,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025\text{m} = 27,87 \text{ m/s}$

- $V_{\text{deslizamiento}} = V_{bola} - V_A = 1 \text{ m/s}$



- $M = 100 \text{ Nm}$
Donde: $\omega_A = 7435 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 129,8 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 69478 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 1212,6 \text{ rad/s}$
 $V_A = \omega_A \cdot r_A = 129,8 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 29,09 \text{ m/s}$
 $V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1212,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 30,32 \text{ m/s}$
 $V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,25 \text{ m/s}$
- $M = 125 \text{ Nm}$
Donde: $\omega_A = 7864 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 137,3 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 73472 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 1282,3 \text{ rad/s}$
 $V_A = \omega_A \cdot r_A = 137,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 30,89 \text{ m/s}$
 $V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1282,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 32,06 \text{ m/s}$
 $V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,17 \text{ m/s}$
- $M = 150 \text{ Nm}$
Donde: $\omega_A = 8248 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 144 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 77143 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 1346,4 \text{ rad/s}$
 $V_A = \omega_A \cdot r_A = 144 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 32,4 \text{ m/s}$
 $V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1346,4 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 33,66 \text{ m/s}$
 $V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,26 \text{ m/s}$
- $M = 175 \text{ Nm}$
Donde: $\omega_A = 8502 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 148,4 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 79502 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 1387,6 \text{ rad/s}$
 $V_A = \omega_A \cdot r_A = 148,4 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 33,39 \text{ m/s}$
 $V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1387,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 34,69 \text{ m/s}$
 $V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,3 \text{ m/s}$
- $M = 200 \text{ Nm}$
Donde: $\omega_A = 8924 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 155,8 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 83328 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 1454,3 \text{ rad/s}$
 $V_A = \omega_A \cdot r_A = 155,8 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 35,06 \text{ m/s}$
 $V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1454,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 36,36 \text{ m/s}$
 $V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,31 \text{ m/s}$



- $K = 100 \text{ N/m}$
 - $M = 50 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 6443 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 112,5 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 59727 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 1042,4 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 112,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225\text{m} = 25,31 \text{ m/s}$$
$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1042,4 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025\text{m} = 26,06 \text{ m/s}$$
$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 0,75 \text{ m/s}$$
 - $M = 75 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 7390 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 129 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 68448 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 1194,6 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 129 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225\text{m} = 28,98 \text{ m/s}$$
$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1194,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025\text{m} = 29,87 \text{ m/s}$$
$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 0,89 \text{ m/s}$$
 - $M = 100 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 8084 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 141,1 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 74777 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 1305,1 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 141,1 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225\text{m} = 31,81 \text{ m/s}$$
$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1305,1 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025\text{m} = 32,63 \text{ m/s}$$
$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 0,82 \text{ m/s}$$
 - $M = 125 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 8602 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 150,1 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 79524 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 1388 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 150,1 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225\text{m} = 33,79 \text{ m/s}$$
$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1388 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025\text{m} = 34,7 \text{ m/s}$$
$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 0,91 \text{ m/s}$$
 - $M = 150 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 9038 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 157,7 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 83495 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 1457,3 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 157,7 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225\text{m} = 35,48 \text{ m/s}$$
$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1457,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025\text{m} = 36,43 \text{ m/s}$$
$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 0,95 \text{ m/s}$$



- $M = 175 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 9419 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 164,4 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 86932 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 1517,2 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 164,4 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 37,04 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1517,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 37,93 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 0,89 \text{ m/s}$$

- $M = 200 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 9882 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 172,5 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 91200 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 1591,7 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 172,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 38,88 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1591,7 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 39,79 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 0,91 \text{ m/s}$$



- $K = 125 \text{ N/m}$
 - $M = 50 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 6497 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 113,4 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 60047 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 1048 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 113,4 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 25,45 \text{ m/s}$$
$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1048 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 26,2 \text{ m/s}$$
$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 0,75 \text{ m/s}$$
 - $M = 75 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 7565 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 132 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 69871 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 1219,5 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 132 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 29,69 \text{ m/s}$$
$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1219,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 30,49 \text{ m/s}$$
$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 0,8 \text{ m/s}$$
 - $M = 100 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 8296 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 144,8 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 76498 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 1335,1 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 144,8 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 32,52 \text{ m/s}$$
$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1335,1 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 33,38 \text{ m/s}$$
$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 0,86 \text{ m/s}$$
 - $M = 125 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 8908 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 155,5 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 81978 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 1430,8 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 155,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 34,92 \text{ m/s}$$
$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1430,8 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 35,77 \text{ m/s}$$
$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 0,85 \text{ m/s}$$
 - $M = 150 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 9493 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 165,7 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 87117 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 1520,5 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 165,7 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 37,32 \text{ m/s}$$
$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1520,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 38,01 \text{ m/s}$$
$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 0,69 \text{ m/s}$$



- $M = 175 \text{ Nm}$

Donde:

$$\omega_A = 13303 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 232,2 \text{ rad/s} \text{ y } \omega_{bola} = 123560 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 2156,5 \text{ rad/s}$$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 232,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 52,31 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 2156,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 53,91 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,6 \text{ m/s}$$

- $M = 200 \text{ Nm}$

Donde:

$$\omega_A = 13761 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 240,2 \text{ rad/s} \text{ y } \omega_{bola} = 125930 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 2197,9 \text{ rad/s}$$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 240,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 54 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 2197 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 54,95 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 0,95 \text{ m/s}$$



- $K = 150 \text{ N/m}$

- $M = 50 \text{ Nm}$

Donde:

$$\omega_A = 10488 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 183,1 \text{ rad/s} \text{ y } \omega_{bola} = 96790 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 1689,3 \text{ rad/s}$$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 183,1 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 41,14 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1689,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 42,23 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,09 \text{ m/s}$$

- $M = 75 \text{ Nm}$

Donde:

$$\omega_A = 11526 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 201,2 \text{ rad/s} \text{ y } \omega_{bola} = 106670 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 1861,7 \text{ rad/s}$$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 201,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 45,24 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1861,7 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 46,54 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,3 \text{ m/s}$$

- $M = 100 \text{ Nm}$

Donde:

$$\omega_A = 12095 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 211,1 \text{ rad/s} \text{ y } \omega_{bola} = 112190 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 1958,1 \text{ rad/s}$$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 211,1 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 47,5 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1958,1 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 48,95 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,45 \text{ m/s}$$

- $M = 125 \text{ Nm}$

Donde:

$$\omega_A = 12850 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 224,3 \text{ rad/s} \text{ y } \omega_{bola} = 119030 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 2077,5 \text{ rad/s}$$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 224,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 50,47 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 2077,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 51,94 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,47 \text{ m/s}$$



- $M = 150 \text{ Nm}$

Donde:

$$\omega_A = 13252 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 231,3 \text{ rad/s} \text{ y } \omega_{bola} = 123540 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 2156,2 \text{ rad/s}$$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 231,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 52,04 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 2156,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 53,9 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,28 \text{ m/s}$$

- $M = 175 \text{ Nm}$

Donde:

$$\omega_A = 13556 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 236,1 \text{ rad/s} \text{ y } \omega_{bola} = 123570 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 2156,7 \text{ rad/s}$$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 236,1 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 53,12 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 2156,7 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 53,92 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 0,62 \text{ m/s}$$

- $M = 200 \text{ Nm}$

$$\text{Donde: } \omega_A = 13866 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 242 \text{ rad/s} \text{ y } \omega_{bola} = 129230 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 2255,5 \text{ rad/s}$$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 242 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 54,45 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 2255,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 56,39 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,96 \text{ m/s}$$



- $K = 175 \text{ N/m}$

- $M = 50 \text{ Nm}$

Donde:

$$\omega_A = 10503 \frac{s}{s} = 183,3 \text{ rad/s} \text{ y } \omega_{bola} = 97137 \frac{s}{s} = 1695,4 \text{ rad/s}$$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 183,3 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,225\text{m} = 41,28 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1695,4 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,025\text{m} = 42,38 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,1 \text{ m/s}$$

- $M = 75 \text{ Nm}$

Donde:

$$\omega_A = 11554 \frac{s}{s} = 201,7 \text{ rad/s} \text{ y } \omega_{bola} = 106850 \frac{s}{s} = 1864,9 \text{ rad/s}$$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 201,7 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,225\text{m} = 45,38 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1864,9 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,025\text{m} = 46,62 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,24 \text{ m/s}$$

- $M = 100 \text{ Nm}$

Donde:

$$\omega_A = 12301 \frac{s}{s} = 214,7 \text{ rad/s} \text{ y } \omega_{bola} = 113600 \frac{s}{s} = 1982,7 \text{ rad/s}$$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 214,7 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,225\text{m} = 48,35 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1982,7 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,025\text{m} = 49,57 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,22 \text{ m/s}$$

- $M = 125 \text{ Nm}$

Donde:

$$\omega_A = 13070 \frac{s}{s} = 228,1 \text{ rad/s} \text{ y } \omega_{bola} = 120700 \frac{s}{s} = 2106,6 \text{ rad/s}$$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 228,1 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,225\text{m} = 51,32 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 2106,6 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,025\text{m} = 52,67 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,35 \text{ m/s}$$



- $M = 150 \text{ Nm}$

Donde:

$$\omega_A = 13533 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 236,2 \text{ rad/s} \text{ y } \omega_{bola} = 125310 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 2187,1 \text{ rad/s}$$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 236,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 53,16 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 2187,1 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 54,68 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,52 \text{ m/s}$$

- $M = 175 \text{ Nm}$

Donde:

$$\omega_A = 14007 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 244,5 \text{ rad/s} \text{ y } \omega_{bola} = 129690 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 2263,5 \text{ rad/s}$$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 244,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 54,99 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 2263,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 56,59 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,6 \text{ m/s}$$

- $M = 200 \text{ Nm}$

Donde:

$$\omega_A = 14330 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 250,1 \text{ rad/s} \text{ y } \omega_{bola} = 132690 \frac{\text{s}}{\text{s}} = 2315,9 \text{ rad/s}$$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 250,1 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 56,27 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 2315,9 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 57,9 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,63 \text{ m/s}$$



- $K = 200 \text{ N/m}$

- $M = 50 \text{ Nm}$

Donde:

$$\omega_A = 10629 \frac{s}{s} = 185,5 \text{ rad/s} \text{ y } \omega_{bola} = 97816 \frac{s}{s} = 1707,2 \text{ rad/s}$$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 185,5 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,225\text{m} = 41,70 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1707,2 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,025\text{m} = 42,68 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 0,98 \text{ m/s}$$

- $M = 75 \text{ Nm}$

Donde:

$$\omega_A = 11867 \frac{s}{s} = 207,1 \text{ rad/s} \text{ y } \omega_{bola} = 109760 \frac{s}{s} = 1915,7 \text{ rad/s}$$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 207,1 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,225\text{m} = 46,65 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1915,7 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,025\text{m} = 47,89 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,24 \text{ m/s}$$

- $M = 100 \text{ Nm}$

Donde:

$$\omega_A = 12672 \frac{s}{s} = 221,2 \text{ rad/s} \text{ y } \omega_{bola} = 117350 \frac{s}{s} = 2048,1 \text{ rad/s}$$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 221,2 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,225\text{m} = 49,76 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 2048,1 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,025\text{m} = 51,20 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,44 \text{ m/s}$$

- $M = 125 \text{ Nm}$

Donde:

$$\omega_A = 13226 \frac{s}{s} = 230,8 \text{ rad/s} \text{ y } \omega_{bola} = 121960 \frac{s}{s} = 2128,6 \text{ rad/s}$$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 230,8 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,225\text{m} = 51,88 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 2128,6 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,025\text{m} = 53,22 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,34 \text{ m/s}$$



- $M = 150 \text{ Nm}$

Donde:

$$\omega_A = 13797 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 240,8 \text{ rad/s} \text{ y } \omega_{bola} = 127880 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 2231,9 \text{ rad/s}$$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 240,8 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 54,15 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 2231,9 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 55,8 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,65 \text{ m/s}$$

- $M = 175 \text{ Nm}$

Donde:

$$\omega_A = 14226 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 248,3 \text{ rad/s} \text{ y } \omega_{bola} = 131940 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 2302,8 \text{ rad/s}$$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 248,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 55,84 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 2302,8 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 57,57 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,73 \text{ m/s}$$

- $M = 200 \text{ Nm}$

Donde:

$$\omega_A = 14977 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 261,4 \text{ rad/s} \text{ y } \omega_{bola} = 138640 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 2419,7 \text{ rad/s}$$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 261,4 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 58,81 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 2419,7 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 60,49 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,64 \text{ m/s}$$

- Variación de la velocidad de deslizamiento respecto al par de rotación aplicado al rotor para las diferentes rigideces simuladas (*Tabla 6.3*).

Tabla 6.3. *Velocidad de deslizamiento*

Velocidad de deslizamiento [m/s]						
M [Nm]	K=50N/m	K=100N/m	K=125N/m	K=150N/m	K=175N/m	K=200N/m
50	0,86	0,75	0,75	1,09	1,1	0,98
75	1	0,89	0,8	1,3	1,24	1,24
100	1,23	0,82	0,86	1,45	1,22	1,44
125	1,17	0,91	0,85	1,47	1,35	1,34
150	1,26	0,95	0,69	1,28	1,52	1,65
175	1,3	0,89	1,6	0,62	1,6	1,73
200	1,31	0,91	0,95	1,96	1,63	1,68

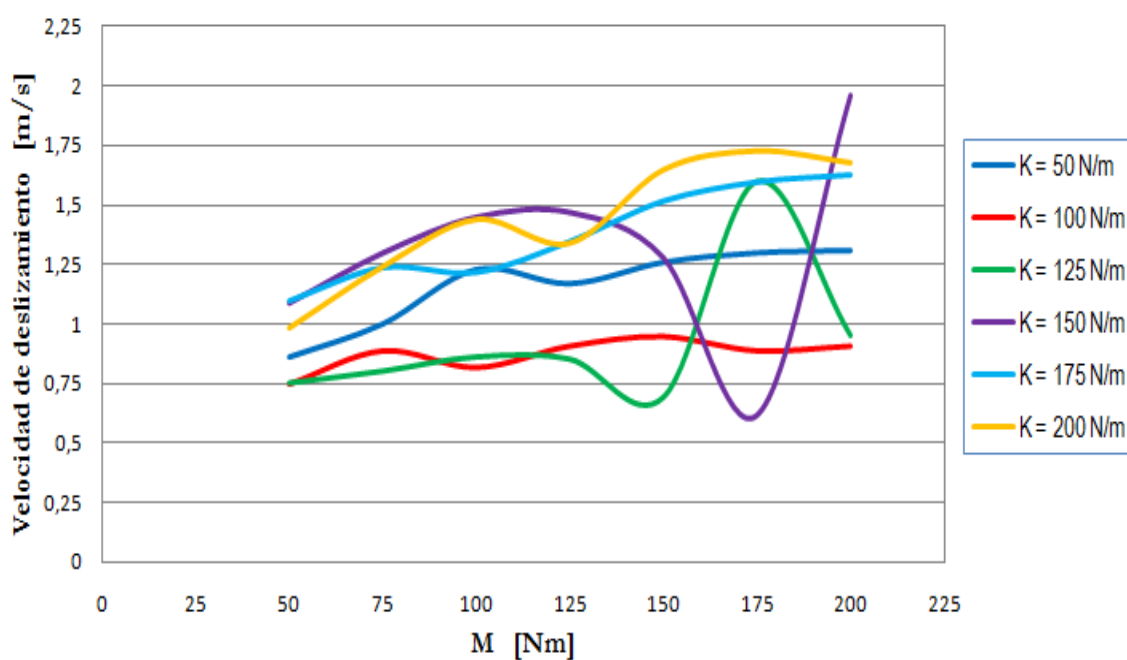


Figura 6.27. *Velocidades de deslizamiento sin fricción*



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

En esta gráfica podemos observar las velocidades de deslizamiento de una de las bolas, calculadas mediante las ecuaciones presentadas en el capítulo III. Como se puede ver en la *figura 6.27* para los valores de rigidez 50, 100, 175 y 200 N/m, la velocidad de deslizamiento va aumentando a la vez que aumentamos el par para una misma rigidez de los muelles, y a su vez, a mayor rigidez mayor deslizamiento para un mismo par.

En cambio, los valores son más inestables para los valores de rigidez 125 y 150N/m.

Esta gráfica sigue el mismo patrón de aumento que en la que mostramos la velocidad del rotor. Esto es debido a que la velocidad de deslizamiento depende de esta velocidad angular y, a su vez, de la velocidad angular de la bola.

Esto nos lleva a afirmar que la velocidad angular del rotor aumenta más rápido que la velocidad angular de la bola según vamos dando valores superiores a la rigidez y al par que hace girar el rotor.

6.3. Análisis de resultados del modelo con fricción en las juntas de rotación.

En las simulaciones anteriores consideramos que el rodamiento es ideal, es decir, no existe ningún tipo de rozamiento ni dinámico ni estático.

El modelo de rodamiento dispone de tres juntas de rotación situadas entre los cilindros pasantes que atraviesa cada bola y dichas bolas. En el menú de características de las juntas de rotación existe un botón donde se puede seleccionar que exista fricción en la junta y, además, dependiendo de nuestro sistema Adams aconseja unos valores u otros como se muestra en la siguiente tabla (*Tabla 6.4*):



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

Tabla 6.4. *Coefficientes de rozamiento estático y dinámico*

Material 1	Material 2	Mu static	Mu dynamic	Restitution coefficient
Dry steel	Dry steel	0.70	0.57	0.80
Greasy steel	Dry steel	0.23	0.16	0.90
Greasy steel	Greasy steel	0.23	0.16	0.90
Dry aluminium	Dry steel	0.70	0.50	0.85
Dry aluminium	Greasy steel	0.23	0.16	0.85
Dry aluminium	Dry aluminium	0.70	0.50	0.85
Greasy aluminium	Dry steel	0.30	0.20	0.85
Greasy aluminium	Greasy steel	0.23	0.16	0.85
Greasy aluminium	Dry aluminium	0.30	0.20	0.85
Greasy aluminium	Greasy aluminium	0.30	0.20	0.85
Acrylic	Dry steel	0.20	0.15	0.70
Acrylic	Greasy steel	0.20	0.15	0.70
Acrylic	Dry aluminium	0.20	0.15	0.70
Acrylic	Greasy aluminium	0.20	0.15	0.70
Acrylic	Acrylic	0.20	0.15	0.70
Nylon	Dry steel	0.10	0.06	0.70
Nylon	Greasy steel	0.10	0.06	0.70
Nylon	Dry aluminium	0.10	0.06	0.70
Nylon	Greasy aluminium	0.10	0.06	0.70
Nylon	Acrylic	0.10	0.06	0.65
Nylon	Nylon	0.10	0.06	0.70
Dry rubber	Dry Steel	0.80	0.76	0.95
Dry rubber	Greasy steel	0.80	0.76	0.95
Dry rubber	Dry aluminium	0.80	0.76	0.95
Dry rubber	Greasy aluminium	0.80	0.76	0.95
Dry rubber	Acrylic	0.80	0.76	0.95
Dry rubber	Nylon	0.80	0.76	0.95
Dry rubber	Dry rubber	0.80	0.76	0.95
Greasy rubber	Dry steel	0.63	0.56	0.95
Greasy rubber	Greasy steel	0.63	0.56	0.95
Greasy rubber	Dry aluminium	0.63	0.56	0.95
Greasy rubber	Greasy aluminium	0.63	0.56	0.95
Greasy rubber	Acrylic	0.63	0.56	0.95
Greasy rubber	Nylon	0.63	0.56	0.95
Greasy rubber	Dry rubber	0.63	0.56	0.95
Greasy rubber	Greasy rubber	0.63	0.56	0.95

En nuestro caso, hemos considerado un coeficiente estático de 0,23 y un coeficiente dinámico de 0,16.

Se realizaron 7 simulaciones más para una rigidez de $K = 100\text{N/m}$ con rozamiento en las juntas para comparar los resultados con los obtenidos sin rozamiento.

A continuación se muestra la gráfica (Figura 6.28) obtenida de la velocidad angular del rotor a lo largo de los 5 segundos de simulación.

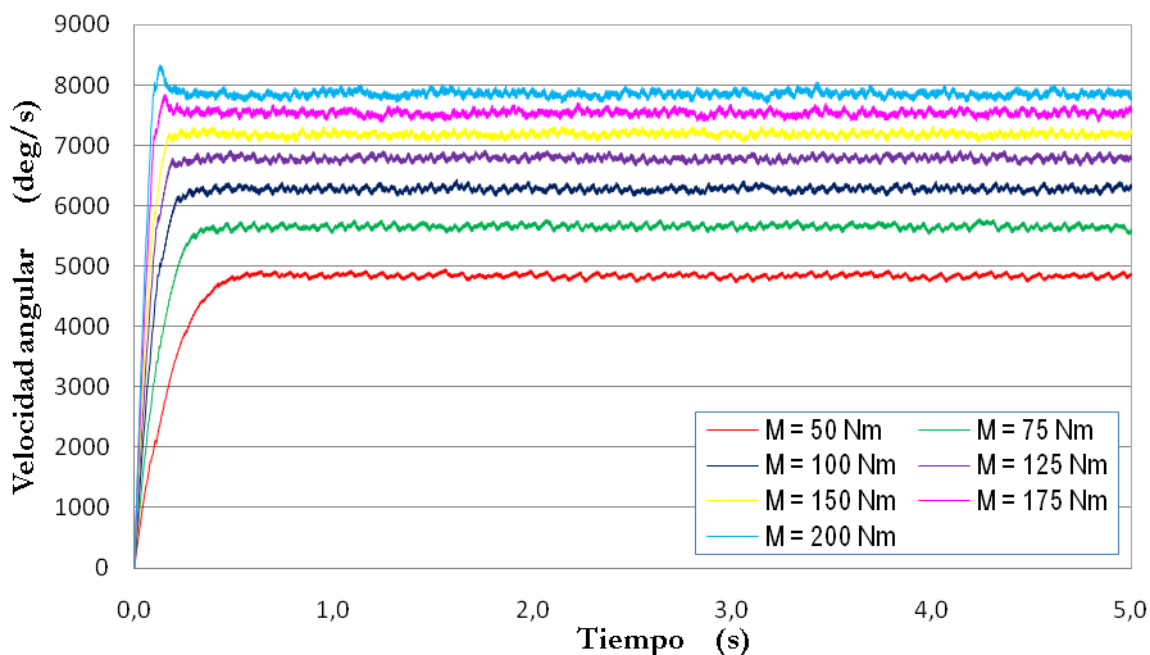


Figura 6.28. Velocidades de estabilización con fricción en las juntas

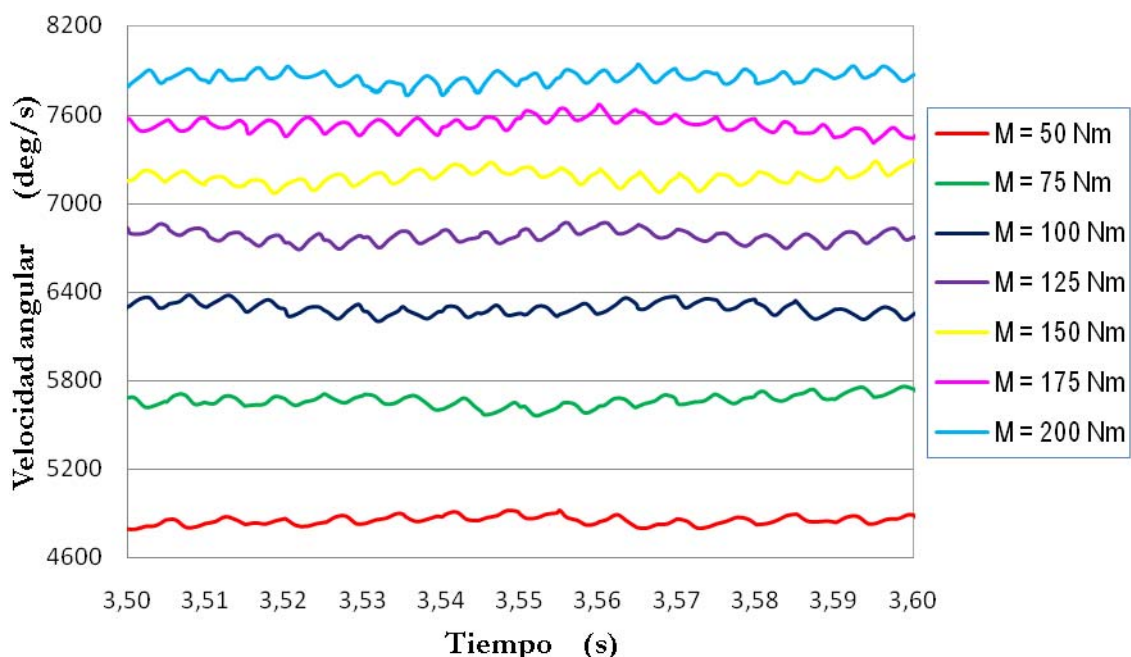


Figura 6.29. Vista detalle de velocidades de estabilización con fricción en las juntas



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

Como podemos observar las velocidades de estabilización del sistema con fricción en las juntas de rotación son menores para las mismas características del sistema (*Figura 6.29*). La fricción en las juntas hace descender la velocidad de giro del rotor de 1000 a 2000 deg/s, es decir, de 167 rpm a 334 rpm.

6.3.1. Velocidad de deslizamiento.

En la siguiente tabla (*Tabla 6.5*) se presentan las velocidades de deslizamiento obtenidas para el rodamiento con rozamiento en las juntas de rotación.

Se trata de velocidades de deslizamiento menores que si no se define está fricción en las juntas, por lo que las bolas deslizan durante un menor espacio sobre la pista exterior del rodamiento (*Figura 6.30*).

Los cálculos realizados se llevan a cabo con las ecuaciones presentadas en el capítulo III.

- $K = 100 \text{ N/m}$

- $M = 50 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 4844 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 84,5 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 44779 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 781,5 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 84,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 19,09 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 781,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 19,54 \text{ m/s}$$

$$V_{\text{deslizamiento}} = V_{bola} - V_A = 0,45 \text{ m/s}$$

- $M = 75 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 5665 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 98,9 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 52518 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 916,6 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 98,9 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 22,2 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 916,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 22,92 \text{ m/s}$$

$$V_{\text{deslizamiento}} = V_{bola} - V_A = 0,72 \text{ m/s}$$

- $M = 100 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 6272 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 109,5 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 58208 \frac{\text{°}}{\text{s}} = 1015,9 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 109,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 24,6 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1015,9 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 25,4 \text{ m/s}$$

$$V_{\text{deslizamiento}} = V_{bola} - V_A = 0,8 \text{ m/s}$$



- $M = 125 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 6780 \frac{\circ}{s} = 118,3 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 62926 \frac{\circ}{s} = 1098,3 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 118,3 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,225 \text{m} = 26,58 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1098,3 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,025 \text{m} = 27,46 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 0,88 \text{ m/s}$$

- $M = 150 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 7194 \frac{\circ}{s} = 125,6 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 66759 \frac{\circ}{s} = 1165,2 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 125,6 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,225 \text{m} = 28,27 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1165,2 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,025 \text{m} = 29,13 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 0,86 \text{ m/s}$$

- $M = 175 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 7547 \frac{\circ}{s} = 131,7 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 69991 \frac{\circ}{s} = 1221,6 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 131,7 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,225 \text{m} = 29,69 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1221,6 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,025 \text{m} = 30,54 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 0,85 \text{ m/s}$$

- $M = 200 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 7849 \frac{\circ}{s} = 137 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 72765 \frac{\circ}{s} = 1270 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 137 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,225 \text{m} = 30,82 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1270 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,025 \text{m} = 31,75 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 0,93 \text{ m/s}$$

Tabla 6.5. Velocidad de deslizamiento con fricción en las juntas

Velocidad de deslizamiento [m/s]	
M [Nm]	K=100N/m
50	0,45
75	0,72
100	0,8
125	0,88
150	0,86
175	0,85
200	0,93

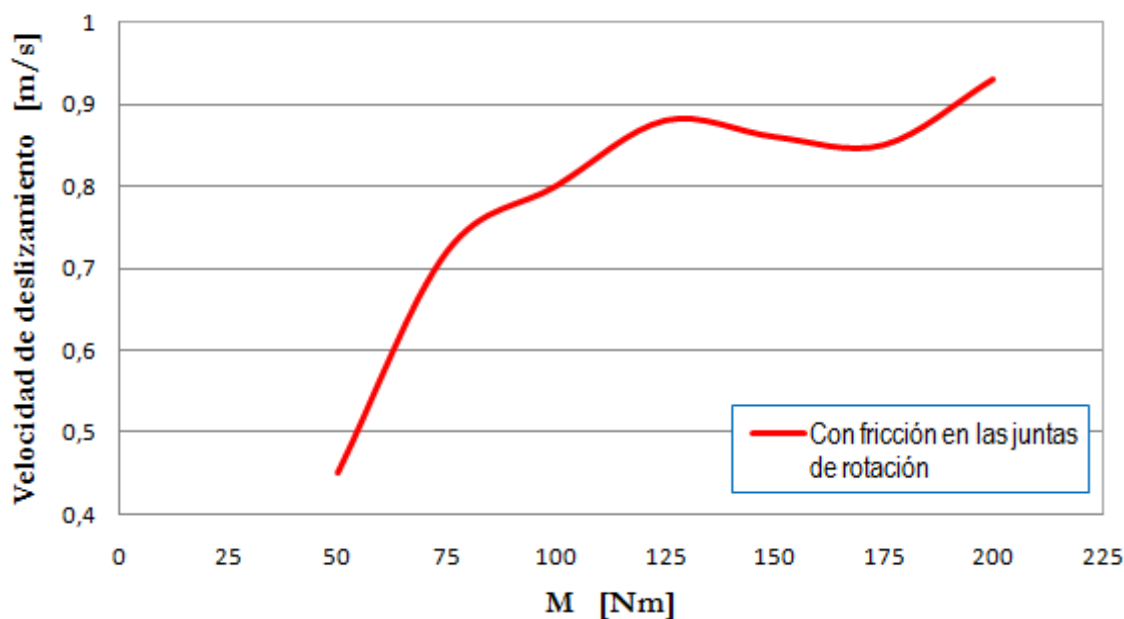


Figura 6.30. Velocidades de deslizamiento con fricción en las juntas

6.4. Análisis de resultados del modelo con fricción en los contactos.

Adaptando los valores de fricción en los contactos a los propuestos por Adams/View en la *tabla 6.4*, los resultados son los siguientes (*Figura 6.31 y 6.32*):

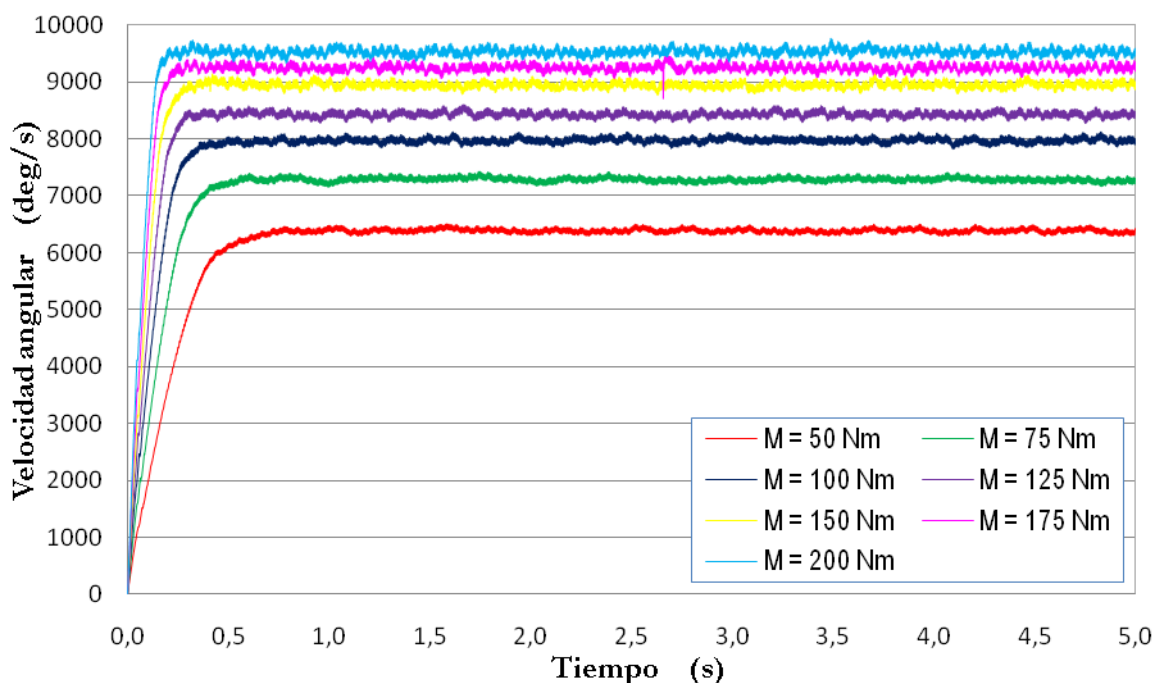


Figura 6.31. Velocidades de estabilización con fricción en los contactos

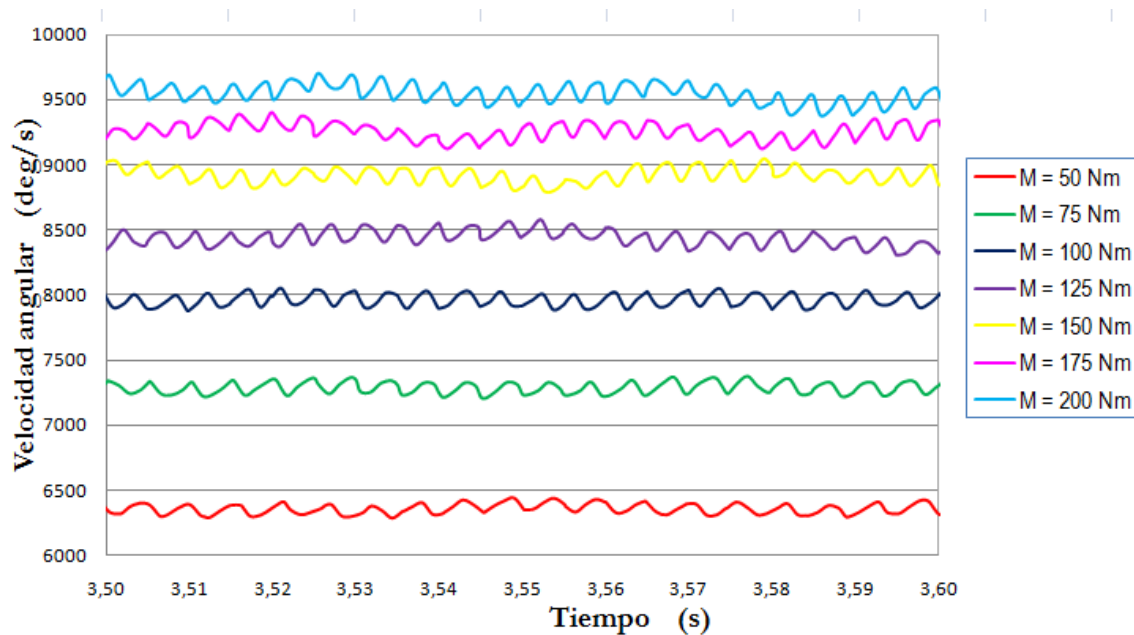


Figura 6.32. Vista detalle de velocidades de estabilización con fricción en los contactos



6.4.1. Velocidad de deslizamiento.

Con los valores dados a los coeficientes de fricción de los contactos las velocidades de deslizamiento son un poco mayores a las obtenidas con los valores que Adams da por defecto (Figura 6.33).

- $K = 100 \text{ N/m}$

- $M = 50 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 6380 \frac{\circ}{s} = 111,3 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 59372 \frac{\circ}{s} = 1036,2 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 111,3 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,225 \text{ m} = 25,02 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1036,2 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,025 \text{ m} = 25,91 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 0,89 \text{ m/s}$$

- $M = 75 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 7280 \frac{\circ}{s} = 127,1 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 67638 \frac{\circ}{s} = 1180,5 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 127,1 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,225 \text{ m} = 28,56 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1180,5 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,025 \text{ m} = 29,5 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 0,94 \text{ m/s}$$

- $M = 100 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 7978 \frac{\circ}{s} = 139,2 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 73932 \frac{\circ}{s} = 1290,4 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 139,2 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,225 \text{ m} = 31,24 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1290,4 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,025 \text{ m} = 32,3 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,06 \text{ m/s}$$

- $M = 125 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 8438 \frac{\circ}{s} = 147,3 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 78143 \frac{\circ}{s} = 1364 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 147,3 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,225 \text{ m} = 33,08 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1364 \frac{\text{rad}}{s} \cdot 0,025 \text{ m} = 34,1 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,02 \text{ m/s}$$



- $M = 150 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 8938 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 156 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 82802 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 1445,2 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 156 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 35,06 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1445,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 36,13 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,07 \text{ m/s}$$

- $M = 175 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 9256 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 161,5 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 85766 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 1496,9 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 161,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 36,33 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1496,9 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 37,42 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1,09 \text{ m/s}$$

- $M = 200 \text{ Nm}$

Donde: $\omega_A = 9525 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 166,2 \text{ rad/s}$ y $\omega_{bola} = 88139 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 1538,3 \text{ rad/s}$

$$V_A = \omega_A \cdot r_A = 166,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,225 \text{ m} = 37,46 \text{ m/s}$$

$$V_{bola} = \omega_{bola} \cdot r_{bola} = 1538,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0,025 \text{ m} = 38,46 \text{ m/s}$$

$$V_{deslizamiento} = V_{bola} - V_A = 1 \text{ m/s}$$

Tabla 6.6. Velocidad de deslizamiento con valores adaptados de fricción en los contactos

Velocidad de deslizamiento [m/s]	
M [Nm]	K=100N/m
50	0,89
75	0,94
100	1,06
125	1,02
150	1,07
175	1,09



200	1
-----	---

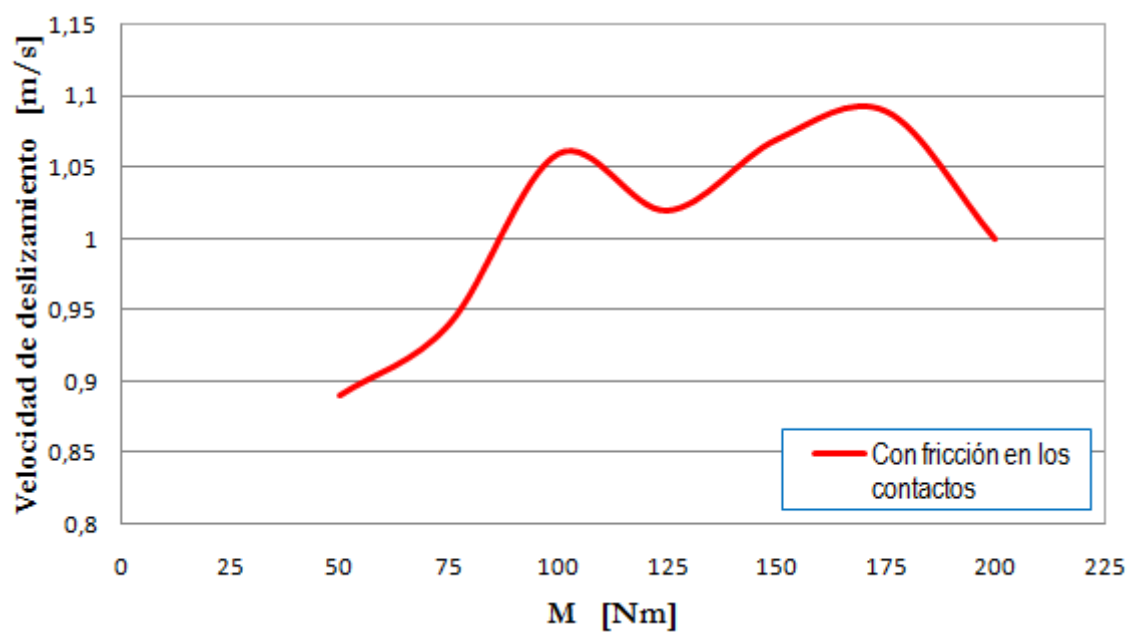


Figura 6.33. Velocidades de deslizamiento con valores adaptados de fricción en los contactos

6.5. Comparación de las velocidades de estabilización.

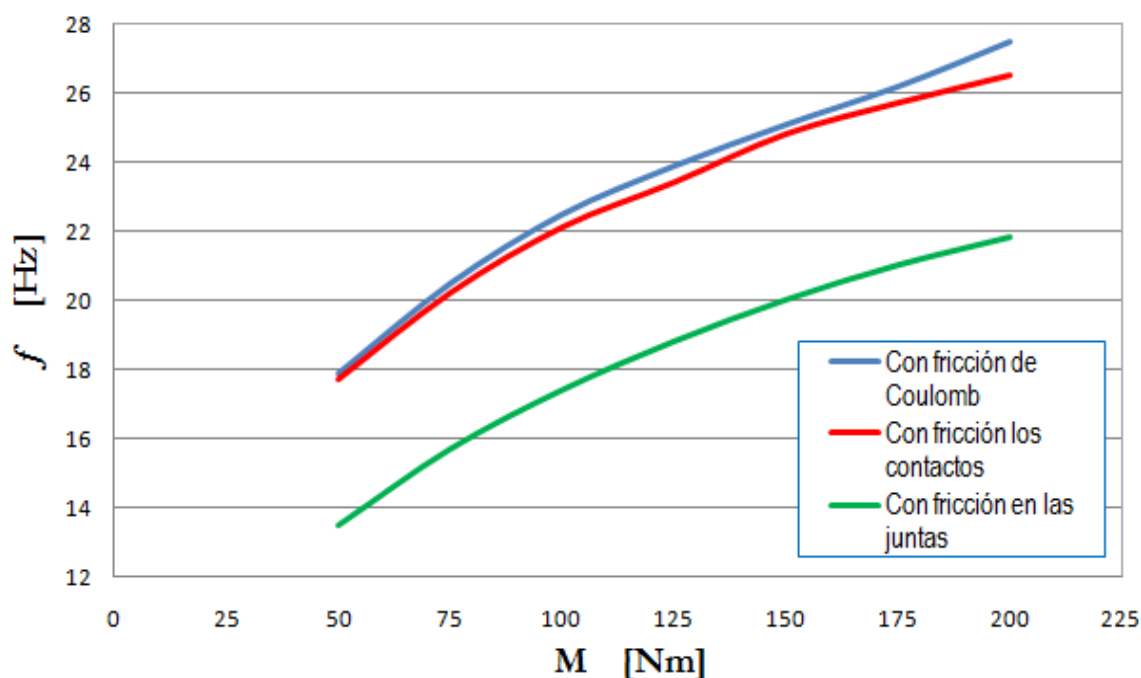


Figura 6.34. Comparativa de las velocidades de estabilización

Como se puede observar, las velocidades de estabilización son muy similares cuando variamos únicamente los valores de los coeficientes estático y dinámico en los contactos. En cambio, como era de esperar, obtenemos unas velocidades de estabilización menores para el rodamiento de 3 bolas con fricción en las juntas de rotación (Figura 6.34).

6.6. Comparación de velocidad de deslizamiento.

Por último, se presenta una gráfica (Figura 6.35) comparativa donde se puede observar que la velocidad de deslizamiento, para los mismos pares de fuerza y la misma rigidez, es menor cuando se tiene en cuenta la fricción en las juntas.

En cambio, si adaptamos los valores de fricción en los contactos a los que aconseja Adams/View, obtenemos unas velocidades de deslizamiento ligeramente mayores a las obtenidas con los valores que Adam/View da por defecto.

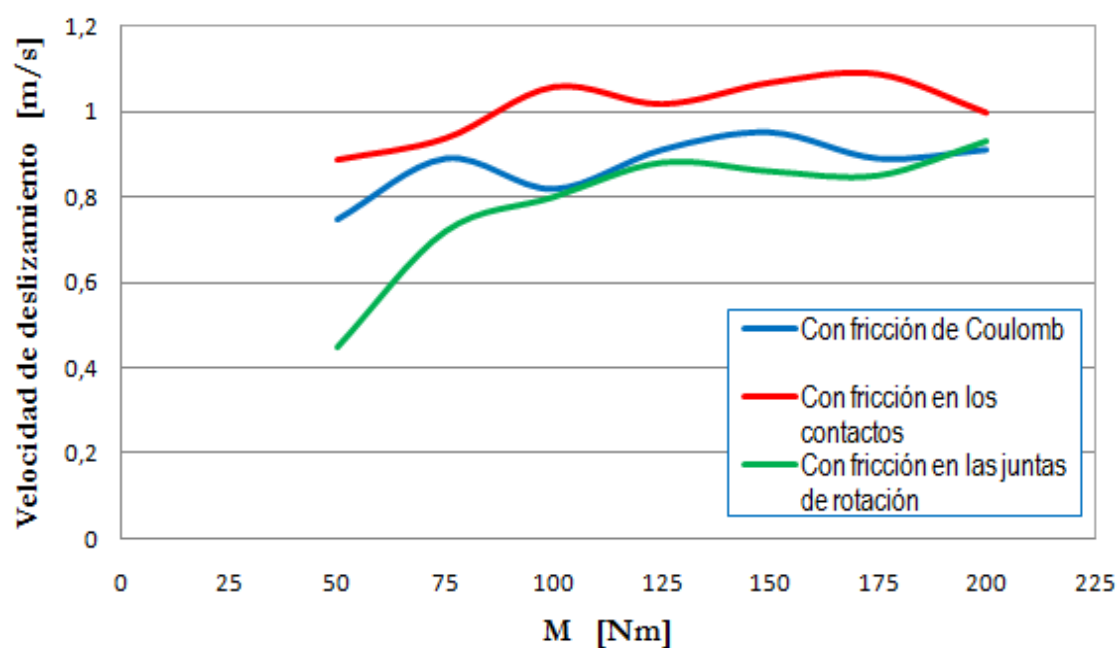


Figura 6.35. Comparativa de las velocidades de deslizamiento



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento



Capítulo VII

Análisis de los Resultados del Rodamiento de Nueve Bolas

7.1. Análisis de resultados del modelo con fricción de Coulomb.

En las siguientes gráficas se muestran los resultados obtenidos para el rodamiento de 9 bolas con fricción de Coulomb en los contactos. Los valores de los coeficientes de fricción estático y dinámico son 0,3 y 0,1 respectivamente, los cuales son los que Adams asigna por defecto.

Se puede observar un incremento importante de la velocidad para los resultados obtenidos entre los valores de par aplicado 2,5Nmm y 5Nmm. Por ello, existe un mayor número de simulaciones entre esos valores de par que facilitan la visión del comportamiento del rodamiento para valores de par bajos (*Figura 7.1*).

Se advierte un punto de inflexión para un par aplicado de 3,25Nm, donde el rodamiento sufre un cambio en su comportamiento reflejado en la velocidad angular a la que gira produciéndose un incremento de 4000 deg/s, es decir, 667rpm.

También se observan unos tiempos de estabilización menores para los mayores pares aplicados con la excepción de los tres primeros valores de par donde el rodamiento no supera las fuerzas de fricción (*Figura 7.3*).

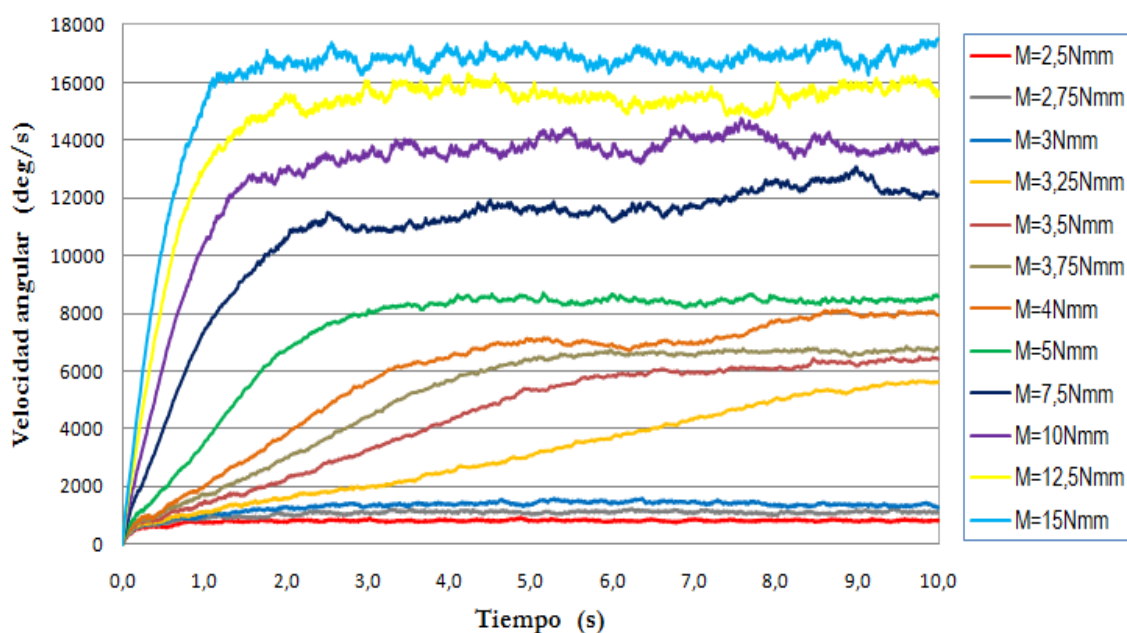


Figura 7.1. Velocidades de estabilización del modelo con fricción de Coulomb

En la siguiente página se presentan unas vistas más detalladas de la *figura 7.1*, donde se puede observar mejor el comportamiento del rodamiento par los pares aplicados entre 2,5 Nmm y 5 Nmm (*Figura 7.2*).

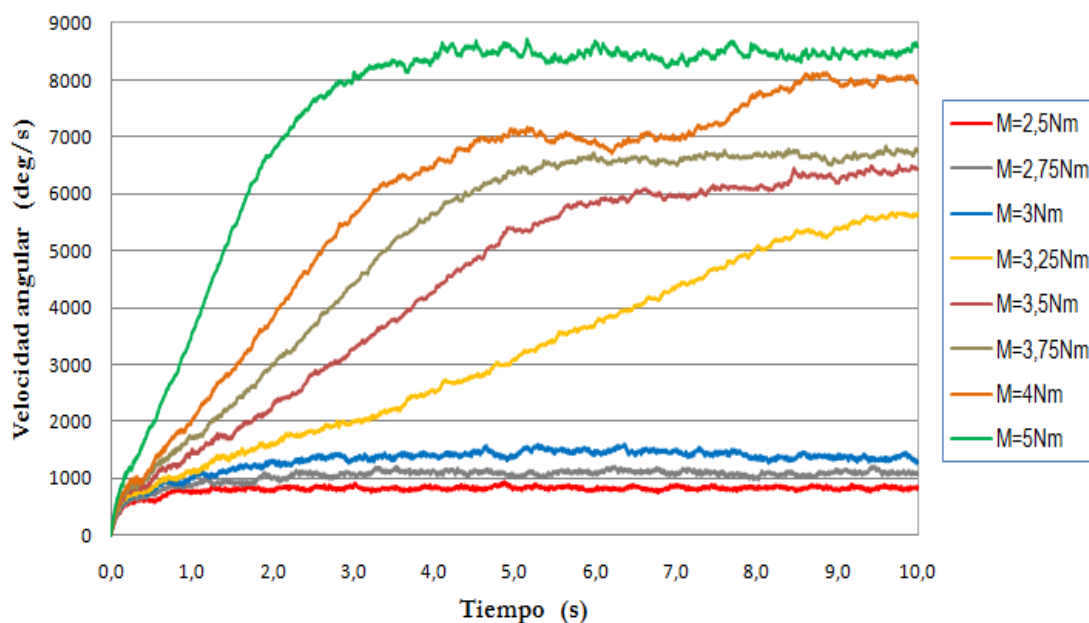


Figura 7.2. Vista detalle de las velocidades de estabilización del modelo con fricción de Coulomb para los pares de 2,5 Nmm a 5 Nmm

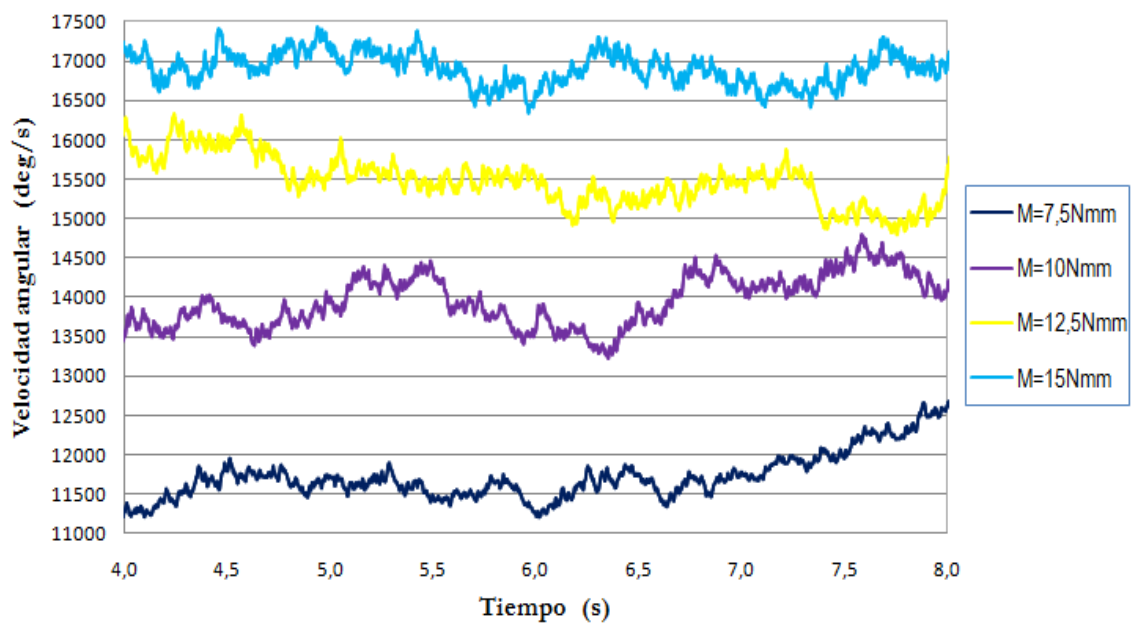


Figura 7.3. Vista detalle de las velocidades de estabilización del modelo con fricción de Coulomb para los pares de 7,5 Nmm a 15 Nmm

7.2. Análisis de resultados del modelo con fricción en los contactos.

En este apartado se exponen los resultados obtenidos en las simulaciones del modelo de rodamiento de 9 bolas con fricción en los contactos, como en el apartado anterior, pero adaptando los valores de los coeficientes de rozamiento estático y dinámico del contacto entre bola y la pista del aro externo. Dichos valores son 0,23 y 0,16 respectivamente.

En comparación con los resultados obtenidos en el apartado anterior, se puede decir que las velocidades son superiores para los valores de par menores, como son las curvas entre 2,5Nmm y 5Nmm, debido a que el rodamiento supera las fuerzas de fricción con un menor par. El rodamiento tiene un comportamiento más estable, el aumento de la velocidad de giro es más progresivo y sin cambios bruscos en su estado.

Se observa que el aumento de la velocidad angular de estabilización no va en proporción al aumento de par aplicado. A mayor par, la diferencia de velocidades va siendo menor y los tiempos de establecimiento similares (Figura 7.4).

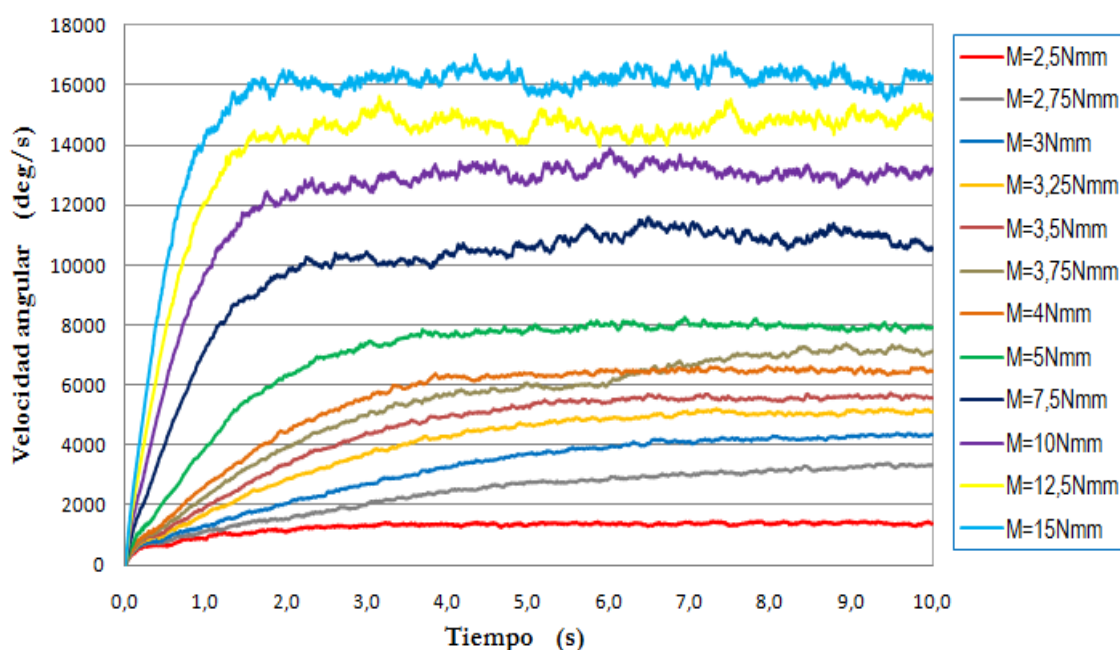


Figura 7.4. Velocidades de estabilización del modelo con fricción en los contactos

En esta primera vista detalle (Figura 7.5), se muestran los resultados obtenidos durante las primeras 8 simulaciones para una mejor observación del comportamiento del rodamiento a bajo régimen de velocidad.

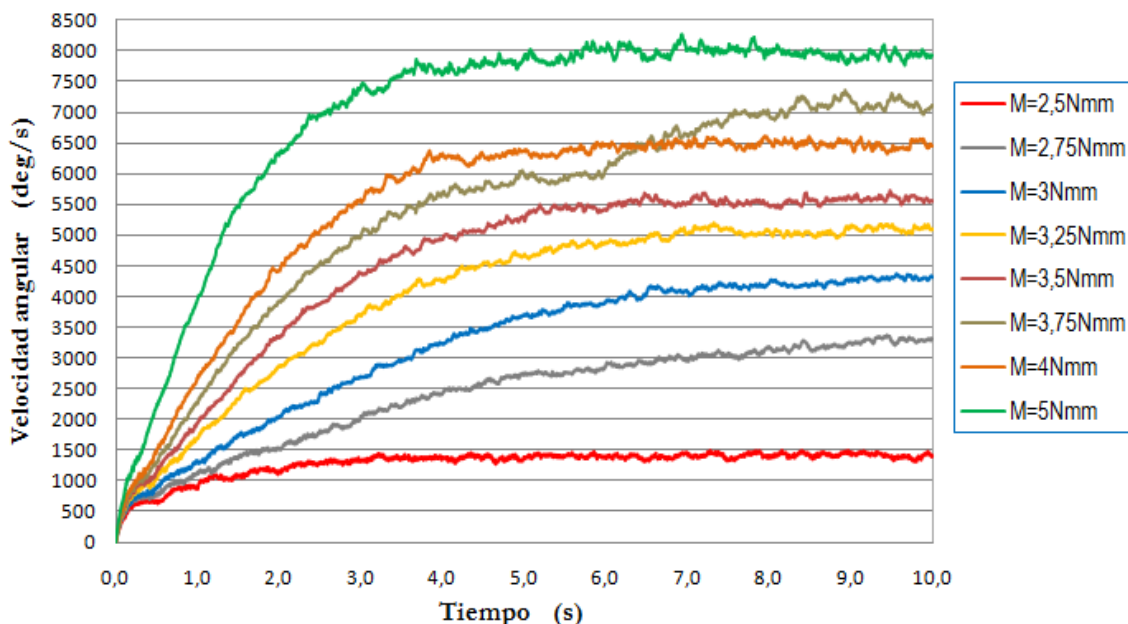


Figura 7.5. Vista detalle de las velocidades de estabilización del modelo con fricción en los contactos para los pares de 2,5 Nmm a 5 Nmm

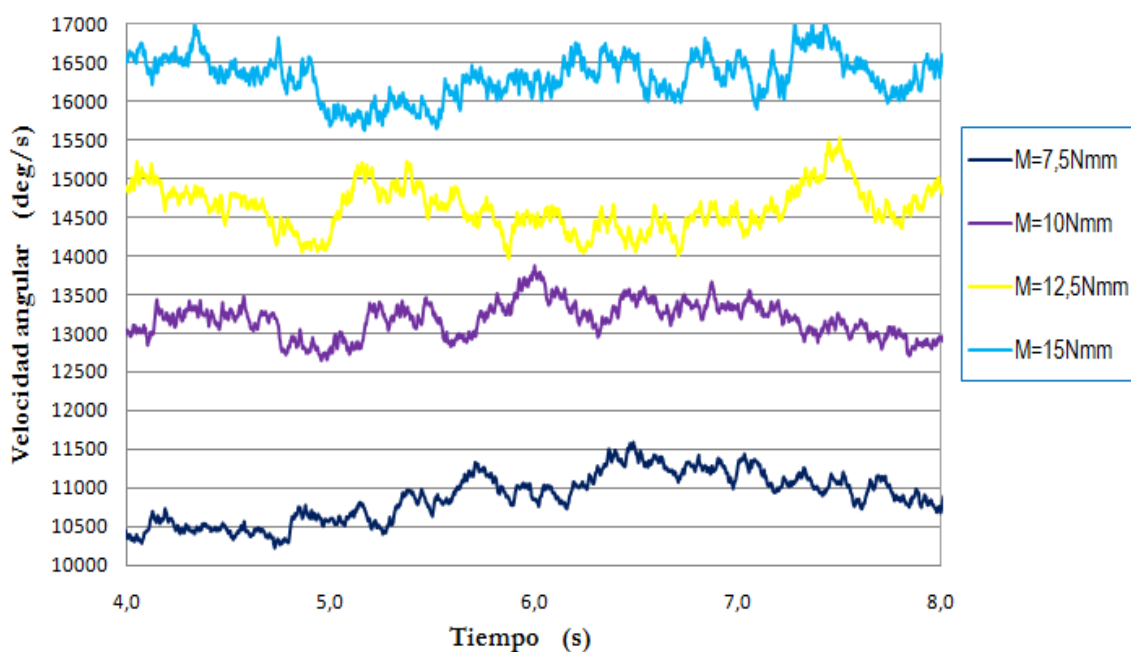


Figura 7.6. Vista detalle de las velocidades de estabilización del modelo con fricción en los contactos para los pares de 7,5 Nmm a 15 Nmm

7.3. Análisis de resultados del modelo con fricción en las juntas.

Por último, se presentan los resultados de todas las simulaciones realizadas con el modelo de rodamiento de 9 bolas con fricción en las juntas de rotación. Los valores dados a los coeficientes de fricción estático y dinámico son de 0,23 y 0,16 respectivamente, los cuáles sustituyen a los que define Adams por defecto y que son mucho mayores.

Hay que mencionar que los valores de la fricción en los contactos permanecen con los valores definidos en el apartado 7.1.

También indicar que los tiempos de simulación son menores en este apartado debido a que debían transcurrir hasta 24 horas para poder obtener resultados de estas simulaciones. Por ello, nos vimos obligados a reducir el tiempo de simulación a 5 segundos, dejando los pasos en 1000, para poder aportar el mayor número de simulaciones y resultados.

En este primer gráfico (*Figura 7.7*) se puede observar el comportamiento general del rodamiento de 9 bolas bajo esta nueva variable, donde se observan algunas anomalías para regímenes de par pequeños pero un comportamiento más estable para los mayores valores de par aplicados. En este caso se producen algunas caídas repentinas de la velocidad de estabilización para los valores de par aplicados 10,5Nm y 12,5Nm que pueden ser originados por errores almacenados por Adams.

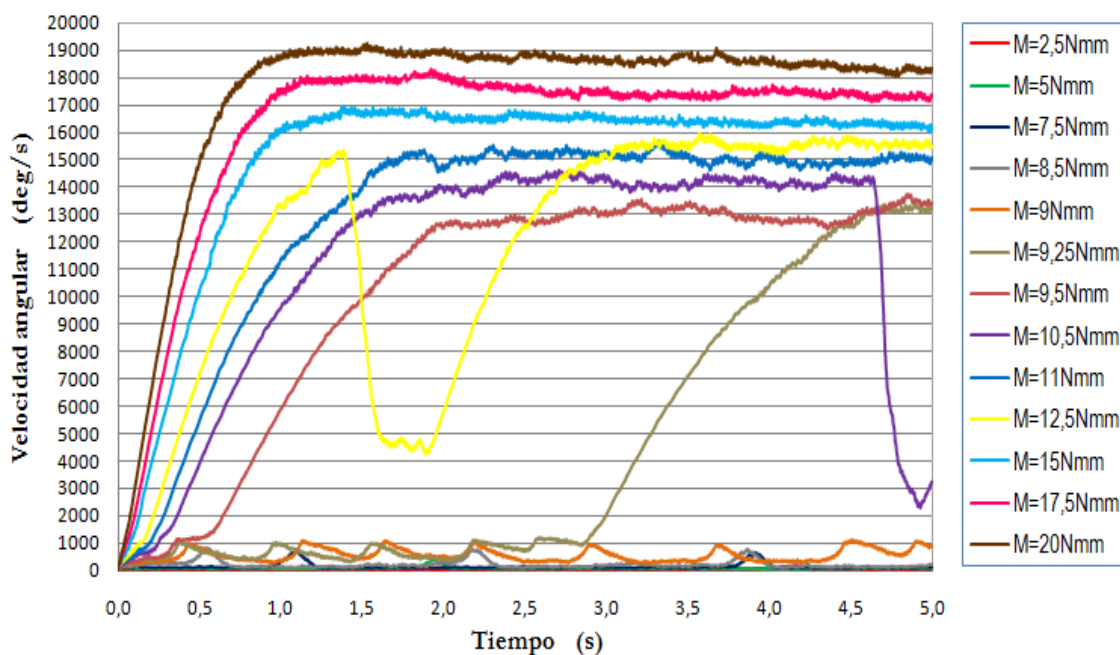


Figura 7.7. Velocidades de estabilización del modelo con fricción en las juntas de rotación

Se observa un incremento importante de la velocidad para los resultados obtenidos entre los valores de par 7,5Nm y 10,5Nm. Por ello, existe un mayor número de simulaciones entre esos valores de par que facilitan la visión del comportamiento del rodamiento para valores de par intermedios.

En las siguientes figuras se exponen con más detalle los resultados obtenidos de las 13 simulaciones realizadas.

En esta primera vista detalle de la figura 7.7, se muestran las primeras 5 simulaciones realizadas. Se observa cómo se producen cambios bruscos en la velocidad angular del rodamiento, con ascensos y descensos repentinos de hasta 1000 deg/s, es decir, 167rpm. Estos cambios son debidos a las fuerzas de rozamiento definidas en los contactos (Figura 7.8).

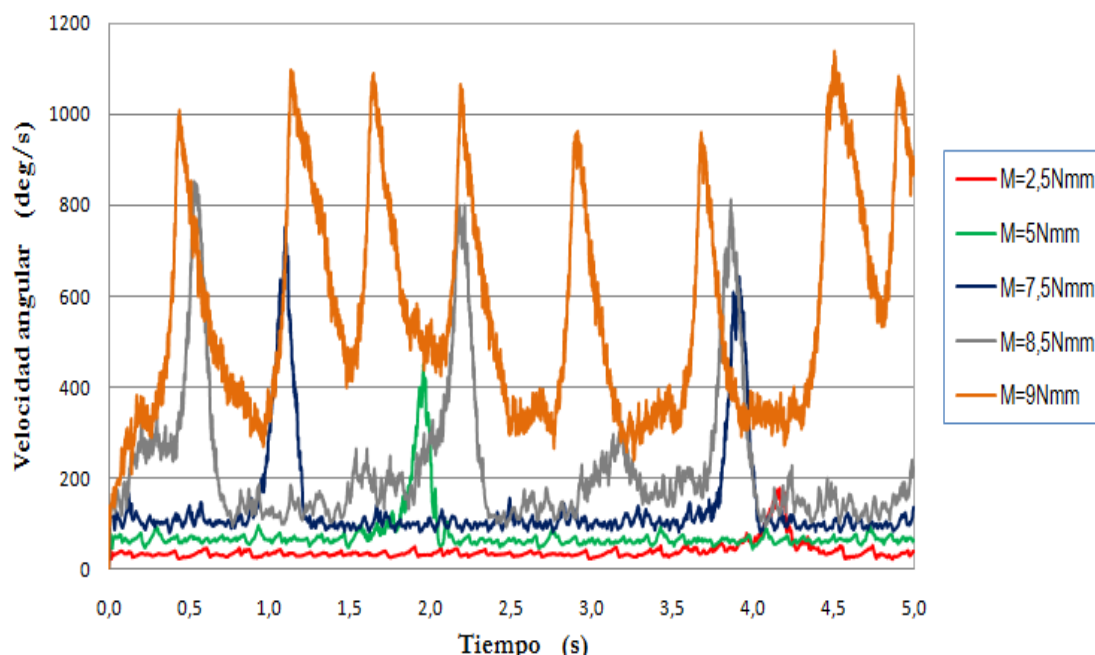


Figura 7.8. Velocidades de estabilización del modelo con fricción en las juntas de rotación para los pares de 2,5 Nmm a 9 Nmm

En la siguiente figura (Figura 7.9), se muestra el punto de inflexión para un par de 9,25 Nmm.:

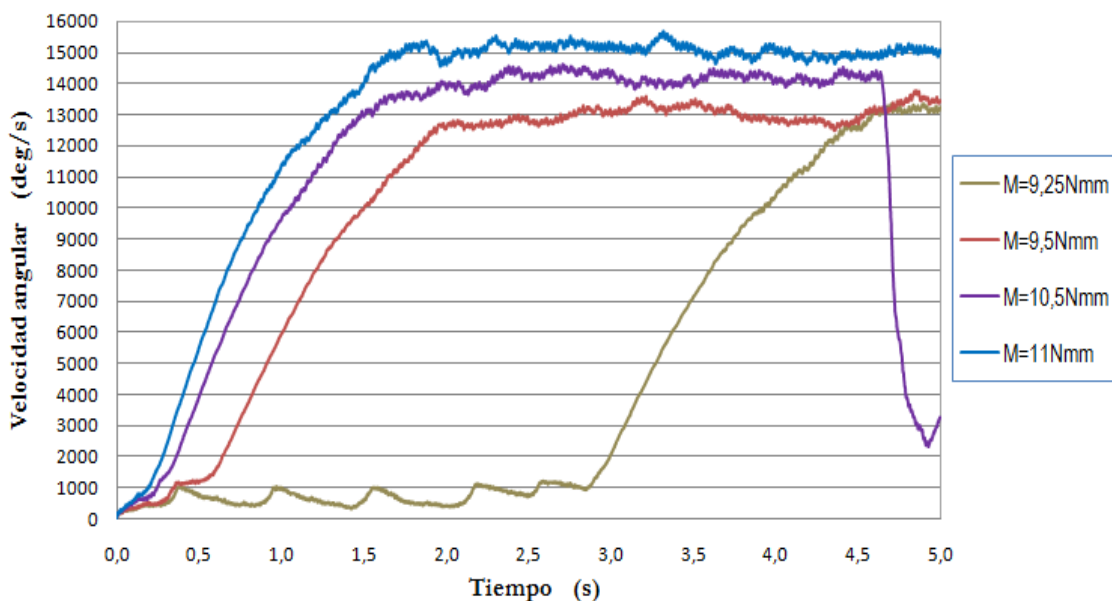


Figura 7.9. Velocidades de estabilización del modelo con fricción en las juntas de rotación para los pares de 9,25 Nmm a 11 Nmm

Se descubre un punto de inflexión para un par aplicado de 9,25Nm y cuando la simulación lleva transcurridos 3 segundos de los 5 segundos programados. El rodamiento se encuentra girando a 2,8Hz y pasa a girar repentinamente a 36Hz, valores más acordes a los obtenidos en los apartados anteriores 7.1 y 7.2.

Como se puede percibir, el rodamiento se encuentra en un estado estable para los mayores valores de par. Esta estabilidad comienza para un par aplicado de 15Nmm y continúa para los valores de par 17,5Nmm y 20Nmm. Estas dos últimas simulaciones se realizaron para probar que el rodamiento no sufría ninguna anomalía más en su comportamiento y su estabilidad permanecía con mayores valores de par (Figura 7.10 y 7.11).

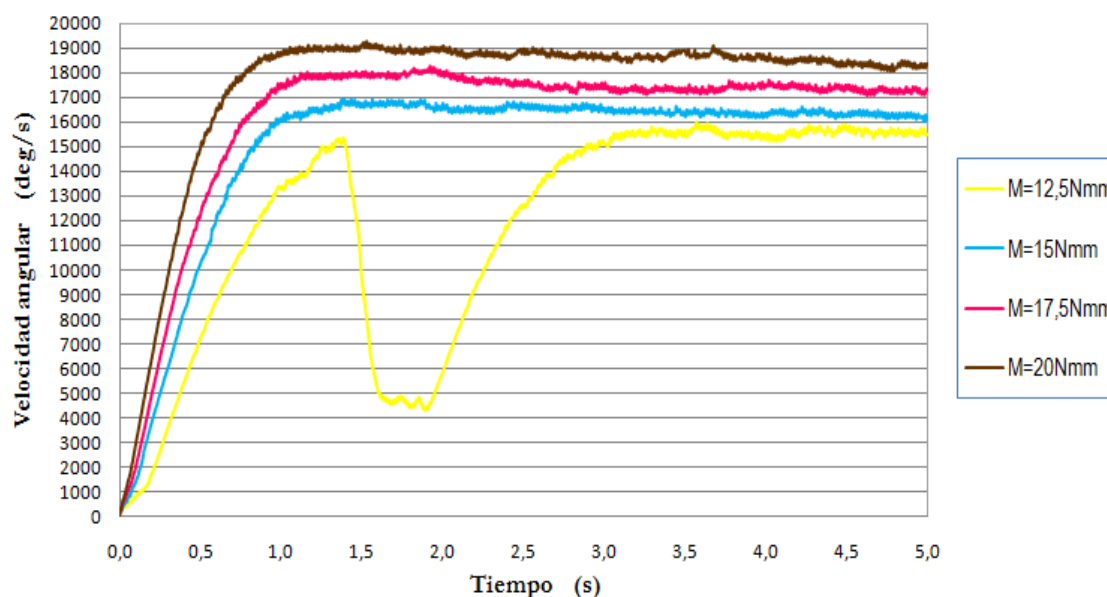


Figura 7.10. Velocidades de estabilización del modelo con fricción en las juntas de rotación para los pares de 12,5 Nmm a 20 Nmm

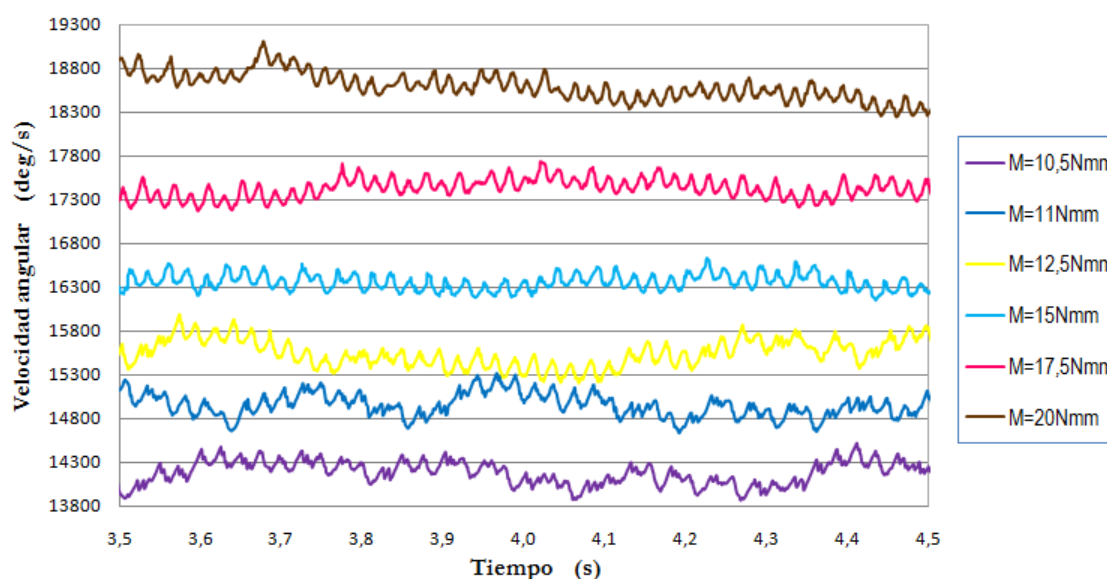


Figura 7.11. Vista detalle de las velocidades de estabilización del modelo con fricción de Coulomb para los pares de 7,5 Nmm a 15 Nmm



Capítulo VIII

Conclusiones y Trabajos Futuros



8.1. Conclusiones.

Llegados al final de este trabajo se puede afirmar que el objetivo principal de este Proyecto Fin de Carrera: el modelado y simulación de sistemas de rodamiento empleando el software MSC.Adams, se ha cumplido a plena satisfacción.

La primera aportación de este proyecto es que se ha creado documentación útil para obtener un mayor conocimiento del software MSC.Adams y que faciliten sus usos futuros en otros trabajos relacionados con este proyecto o para distintos estudios. Se comprueba con este trabajo que el software MSC.Adams posibilita realizar estudios aplicados a sistemas de rodamiento, probando su viabilidad con dos modelos de rodamiento multi-cuerpo.

El primer modelo de rodamiento aportado se basa en un rodamiento de 3 bolas de medidas libres. Para su modelado, se siguió un proceso iterativo de procesado con el que a cada paso significativo se le realizaban controles, como el análisis de estabilidad. Una vez se consiguió un modelo robusto, según los supuestos teóricos, se hizo un amplio estudio para averiguar el comportamiento del modelo, tanto en el aspecto de la estabilidad como en el de la linealidad.

Los procesos de simulación consistían en variaciones de la rigidez de los muelles que simulaban el contacto bola-pista de rodadura (desde 50N/m a 200N/m), variaciones en el par aplicado al rotor (desde 50Nm a 200Nm), variaciones de los valores de fricción en los contactos e inclusión de fricción en las juntas de rotación.

El segundo modelo de rodamiento aportado se basa en un rodamiento de 9 bolas (SKF 6206) con el que, para su modelado, se siguió el mismo proceso iterativo de control. Las simulaciones para este modelo de rodamiento abarcaron variaciones en el par aplicado al rotor (desde 2,5Nmm a 15Nmm), variaciones de los valores de fricción en los contactos e inclusión de fricción en las juntas de rotación. Todas las simulaciones con rigidez de los muelles constante e igual a 75N/m.

Los resultados obtenidos del modelo de rodamiento de 3 bolas nos indican que:

- El rodamiento se estabiliza a una velocidad angular mayor según se incrementa el par (manteniendo la rigidez constante). Igual ocurre si lo que se aumenta es la rigidez (y el par aplicado permanece constante) aunque, en ambos casos, estos incrementos no son lineales.
- Si se considera la velocidad de estabilización, se observa que esta aumenta su valor cuando se eleva el par aplicado o se acrecienta la rigidez de los muelles. También se puede afirmar que existe una mayor variabilidad en las velocidades de régimen para los valores altos de rigidez.
- En cuanto a los tiempos de establecimiento, se observa que a mayor rigidez y menor par aplicado, estos agrandan su valor. Para el caso particular del modelo operando a $K=200\text{N/m}$ y $M=50\text{Nm}$, se aprecia un punto crítico: existe un tiempo de establecimiento mucho mayor que en el resto de simulaciones.



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

- Las velocidades de estabilización del modelo de rodamiento de 3 bolas con fricción en las juntas y valores por defecto en los contactos, son considerablemente menores a las obtenidas en los otros dos casos estudiados ().

En el caso del modelo de rodamiento de 9 bolas se puede concluir que:

- El modelo de rodamiento con fricción en los contactos y valores por defecto, comienza a girar y a estabilizarse a velocidades nominales cuando alcanza un par aplicado al rotor de 3,5 Nmm, es decir, cuando el rodamiento se encuentra girando entre 4 y 5Hz.
- Por el contrario, este punto de inflexión es menos visible cuando se cambian los valores de rozamiento estático y dinámico en los contactos ya que el rodamiento va aumentando su velocidad de estabilización de forma más progresiva.
- En el caso del rodamiento con fricción en las juntas de rotación, este punto característico es mucho más claro que en los dos casos anteriores. Es modelo comienza a girar a régimen cuando el par aplicado es de 9,25Nm y el rodamiento pasa de girar a 2,8Hz y a girar a 36Hz.

Y, como conclusión final, se ha comprobado que los resultados obtenidos con un modelo sencillo de dimensiones libres son similares a los resultados obtenidos para un modelo de rodamiento de dimensiones normalizadas.



8.2. Trabajos Futuros.

Como líneas de mejora, se proponen como evoluciones futuras:

- En este proyecto se efectúan variaciones en los coeficientes de rozamiento cuando se define fricción en las juntas de rotación, pero existen muchas más variables ha modificar como son Stiction Velocity, Pin Radius...para estudiar el comportamiento del modelo
- El modelo tiene en cuenta los parámetros principales en los contactos pero se pueden realizar variaciones en la penetración y rigidez del contacto que pueden resultar interesante.
- El modelo está adaptado a la realización de simulaciones en un rodamiento SKF 6206. Se propone la extensión de las simulaciones para analizar el comportamiento de los modelos con rodamientos de dimensiones alejadas del caso estudiado.
- Inclusión de defectos en las pistas de rodadura al igual que en los elementos rodantes.
- Estudio dinámico del modelo de rodamiento sometido a diferentes cargas, tanto radial como axial.



Capítulo IX

Presupuesto



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento

Se expone a continuación un pequeño desglose de las actividades, equipos y personal que han sido utilizadas o han colaborado en la realización de este proyecto, detallándose con información económica y temporal, con objeto de ofrecer un presupuesto que pueda servir como indicador del coste del proyecto (*Tabla 9.1*). El desglose de costes se ha dividido en cuatro grupos:

- Personal: Estimación del coste de todo el personal que ha intervenido en el proyecto. En este caso, como Ingeniero Senior, el tutor del proyecto, Higinio Rubio Alonso y el autor del proyecto, Carlos Tarancón Ollero, como Ingeniero.
- Equipos: Se estima la amortización del conjunto de equipos utilizados para la realización del proyecto: PC de sobremesa, y licencias de software MSC.Adams y Office 2007.
- Subcontratación: Apartado en el que se desglosan todas las tareas que requieran de subcontratación a empresas externas. En este caso, todo ha sido realizado sin llevar a cabo esta práctica, por lo que queda en blanco.
- Resto de costes directos: Se establece en este apartado los costes generales que faltan por detallar, tales como dietas, viajes, materiales fungibles, coste de impresión...



Tabla 9.1. Desglose de presupuesto



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
Escuela Politécnica Superior

PRESUPUESTO DE PROYECTO

1.- Autor:

Carlos Tarancón Ollero

2.- Departamento:

Ingeniería Mecánica

3.- Descripción del Proyecto:

- Título Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams.
Aplicación a Sistemas de Rodamiento.
- Duración (meses) **6**
Tasa de costes Indirectos: **10%**

4.- Presupuesto total del Proyecto (valores en Euros):

24.149 Euros

5.- Desglose presupuestario (costes directos)

PERSONAL

Apellidos y nombre	N.I.F. (no rellenar - solo a título informativo)	Categoría	Dedicación (hombres mes) ^{a)}	Coste hombre mes	Coste (Euro)
Rubio Alonso, Higinio		Ingeniero Senior	0,6	4.289,54	2.573,72
Tarancón Ollero, Carlos		Ingeniero	5,4	2.694,39	14.549,71
Hombres mes 5,4				Total	17.123,43

^{a)} 1 Hombre mes = 131,25 horas. Máximo anual de dedicación de 12 hombres
mes (1575 horas)

Máximo anual para PDI de la Universidad Carlos III de Madrid de 8,8 hombres
mes (1.155 horas)



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

EQUIPOS

Descripción	Coste (Euro)	% Uso dedicado proyecto	Dedicación (meses)	Periodo de depreciación	Coste imputable ^{d)}
PC Sobremesa	800,00	100	6	40	120,00
MSC Adams	15.000,00	80	5	15	4.000,00
Software Office	149,90	20	1	72	0,42
Total					4.120,42

^{d)} Fórmula de cálculo de la Amortización:

$$\frac{A}{B} \times C \times D$$

A = nº de meses desde la fecha de facturación en que el equipo es utilizado

B = periodo de depreciación (60 meses)

C = coste del equipo (sin IVA)

D = % del uso que se dedica al proyecto (habitualmente 100%)

SUBCONTRATACIÓN DE TAREAS

Descripción	Empresa	Coste imputable
No aplica		
Total		0,00

OTROS COSTES DIRECTOS DEL PROYECTO^{e)}

Descripción	Empresa	Costes imputable
Desplazamientos	Universidad Carlos III de Madrid	300,00
Impresión de documentos		400,00
Soporte informático		10,00
Total		710,00



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

e) Este capítulo de gastos incluye todos los gastos no contemplados en los conceptos anteriores, por ejemplo: fungible, viajes y dietas, otros,...

6.- Resumen de costes

Presupuesto Costes Totales	Presupuesto Costes Totales
Personal	17.123
Amortización	4.120
Subcontratación de tareas	0
Costes de funcionamiento	710
Costes Indirectos	2.195
Total	24.149



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento



Bibliografía



LIBROS Y PUBLICACIONES

- [1] Harris, Tedric A. ***Rolling bearing analysis***. John Wiley & Sons. 4a ed. 1086 pp. New York, 2001. ISBN: 0471354570.
- [2] Joseph Edward Shigley/John Joseph Uicker, ***Teoría de máquinas y mecanismos***. Jr. Mc Graw Hill. 1995.
- [3] FAG rodamientos. ***Catálogo WL 41/520 3SB***. Sant Cugat del Vallès (Barcelona). Edición del año 2000.
- [4] SKF. ***Catálogo general. Edición de Taller***. Impreso en Suecia. Mayo 2006.
- [5] García Barreiro; José Luis. ***Modelo dinámico de rodamiento. Aplicación informática SIMROD***. Proyecto final de carrera. Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid. Leganés, 2010.
- [6] Redondo Perales; Alejandro. ***Análisis y simulación del comportamiento del robot bípedo PASIBOT***. Proyecto final de carrera. Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid. Leganés, 2009.
- [7] Laniado Jacome; Edwin. ***Modelo de rodamiento utilizando técnica M.E.S. Aplicación al estudio del deslizamiento en la zona de carga***. Tesis Doctoral. Universidad Carlos III de Madrid. Leganés. 2008.
- [8] Marín López, José María. ***Análisis y caracterización holista de un sistema rotativo complejo***. Tesis Doctoral. Universidad Carlos III de Madrid. Leganés. 2009.
- [9] Rubio Alonso, Higinio. ***Caracterización de defectos localizados en sistemas mecánicos rotativos mediante análisis de vibraciones***. Tesis Doctoral. Universidad Carlos III de Madrid. Leganés. 2003.
- [10] Sánchez Martín, Andrés. ***Aplicación de técnicas de análisis de vibración en la diagnosis del grado de defecto de un elemento mecánico***. Proyecto fin de carrera. Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid. Leganés, 2002.
- [11] García-Prada J. C., Rubio H., Castejón C. ***Analytical model of rolling bearing studying ball-race contact for predictive maintenance***. Multibody Dynamics 2005, ECCOMAS Thematic Conference. Madrid, Spain, 21–24 June 2005.
- [12] Rubio Alonso Higinio. Apuntes de la asignatura ***Diseño Mecánico*** (Ingeniería Industrial, Universidad Carlos III de Leganés). Curso 2010-2011.



RECURSOS ELECTRÓNICOS

- [1] CARNEGIE MELLON UNIVERSITY. MECHANICAL ENGINEERING. Manual de Adams. (Último acceso en febrero 2011)
<http://www.me.cmu.edu/undergrad/adams/adams.htm>
- [2] UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE. Departamento de Ingeniería Mecánica. Fabricación Asistida por computador. Simulación dinámica Adams. (Último acceso en marzo 2011)
http://isa.umh.es/asignaturas/fac/bloque3_adams1.pdf
- [3] HOCHSCHULE OSNABRÜCK. University of Applied Sciences. (Último acceso en mayo 2011)
http://ti.mb.fh-osnabrueck.de/adamshelp/mergedProjects/view_hlp/view_hlp.htm



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento



Anexo A

Manual de MSC.Adams/View



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento

1. Introducción al programa de modelado.

El paquete de simulación ADAMS (*Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems*) es un poderoso programa de modelado y simulación dinámica de sistemas mecánicos antes de la construcción de un prototipo físico.

Ofrece una gran variedad de elementos que sirven para modelar casi cualquier sistema mecánico. La más importante característica de ADAMS/View es que, una vez simulado el modelo, permite la obtención directa de todo tipo de resultados del comportamiento de nuestro sistema, de una manera directa y muy fiable.

2. Conceptos básicos de uso de Adams/View.

2.1. Iniciar el programa.

1. En un equipo Windows, haga clic en **Inicio**, se seleccionará **Programas**. Hacer clic en **Adams**, **Adams/View** y aparecerá la siguiente ventana:

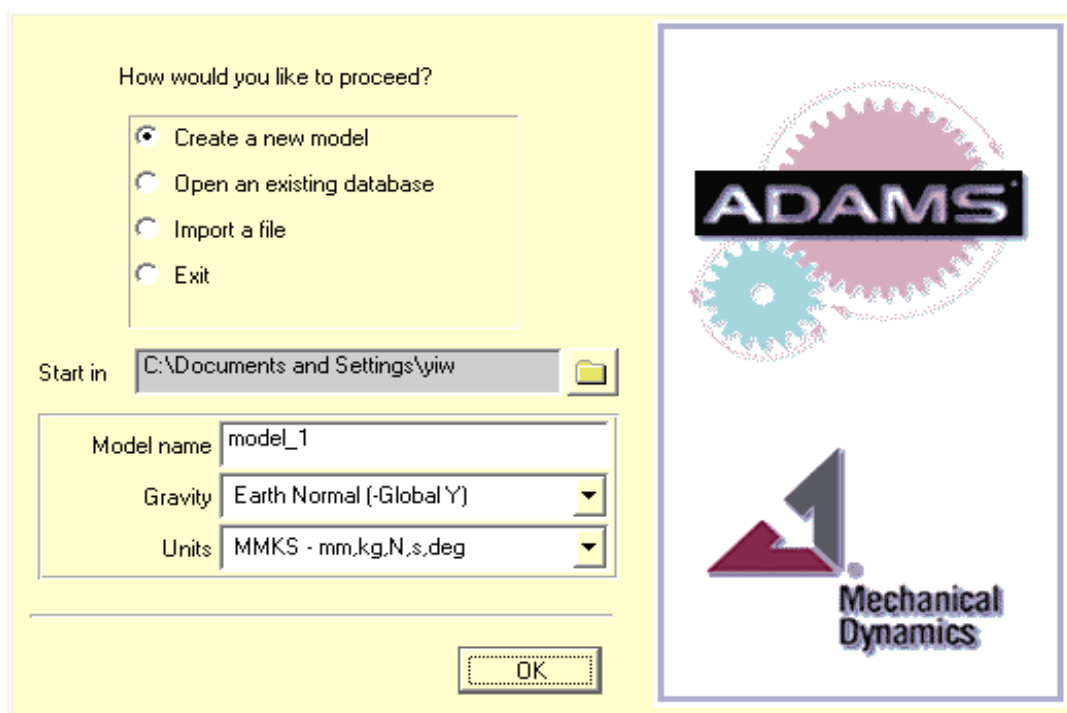


Figura 1. Ventana de inicio de ADAMS/View

En ella se podrá definir iniciar un nuevo modelo, abrir una base de datos ya existente, es decir, abrir un modelo guardado anteriormente, importar un archivo o salir del programa. Además se podrá definir la carpeta en la cual se guardarán por defecto las bases de datos creadas. Se podrá también definir el nombre del archivo, si se desea dar gravedad,



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento

por defecto la de la Tierra, así como el sistema de unidades, muy importante para diseñar y para la obtención de resultados, MMKS por defecto.

Si se quiere realizar un nuevo modelo se elegirá el directorio en el que se desea guardar el modelo y se pondrá el nombre del modelo en la casilla "Nombre del modelo" y se seleccionará la gravedad y las unidades. Hacer clic en **Aceptar** para continuar.

ADAMS / View se iniciará con la barra de herramientas a la derecha y una malla de trabajo en blanco (Figura 4.2). Es bueno familiarizarse con la barra de herramientas ya que se utilizará para acceder a todos los elementos de construcción, incluyendo las articulaciones y las fuerzas.

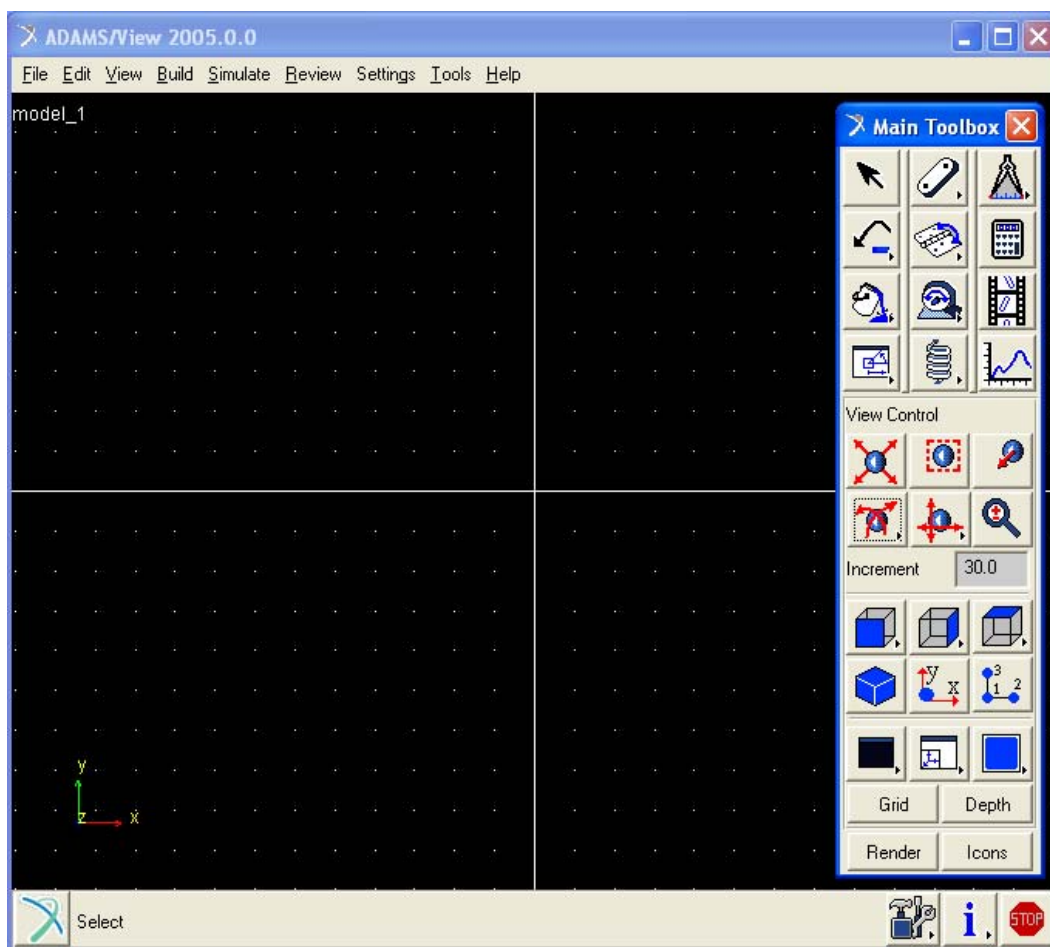


Figura 2. Espacio de trabajo y barra de tareas

En la parte superior aparecen las opciones clásicas de FILE, para guardar, cargar, exportar, etc.; SETTINGS, donde se podrán configurar las unidades de trabajo, modificar la gravedad, la malla para diseñar y otras opciones y HELP, donde se podrán hacer consultas sobre dudas. En EDIT, VIEW, BUILD, SIMULATE, REVIEW y TOOLS se podrán acceder a ellos de una forma básica a través de la barra de tareas ó del botón derecho del ratón.



2.2. Configuración básica.

2.2.1. Configuración de la gravedad.

Todos los objetos creados en ADAMS / View se verá afectado por la gravedad aplicada en el problema. En la mayoría de ejemplos se utiliza el valor predeterminado para la Tierra, la gravedad normal en la dirección-y, pero si se quisiera modificar el valor de ésta sólo hay que seguir los siguientes pasos:

1. En Adams/View, ajustes de menú, seleccione la gravedad.
2. La ventana de Configuración de gravedad aparecerá.
3. Establezca el valor de la gravedad deseado.
4. Haga clic en Aceptar para guardar los cambios.

2.2.2. Ajuste de la Malla de Trabajo.

En ADAMS/View la malla de trabajo se podrá ajustar y coordinar en la ventana de configuración para trabajar en los lugares precisos para el diseño. El cursor se ajustará a las coordenadas de la malla de trabajo.

1. En el menú de Adams, hacer clic en **settings** del menú View.
2. Seleccionar **working grid**.

Aparecerá el cuadro de diálogo para la configuración de la malla. En este cuadro se podrá cambiar la configuración de la malla, como las dimensiones y el espacio entre los puntos. También se podrá cambiar a coordenadas polares en esta ventana, que es útil para medir ángulos.

El espacio de trabajo por defecto está situado en el plano X-Y, en $Z=0$, con el eje Z saliendo del plano de trabajo.

2.2.3. Configuración de las Unidades.

En ADAMS/View, se podrán cambiar las unidades en cualquier momento durante el proceso de modelado.

1. En Adams/View, hacer clic en el menú **settings** y seleccionar **units**.
2. La ventana de Configuración de Unidades aparecerá:

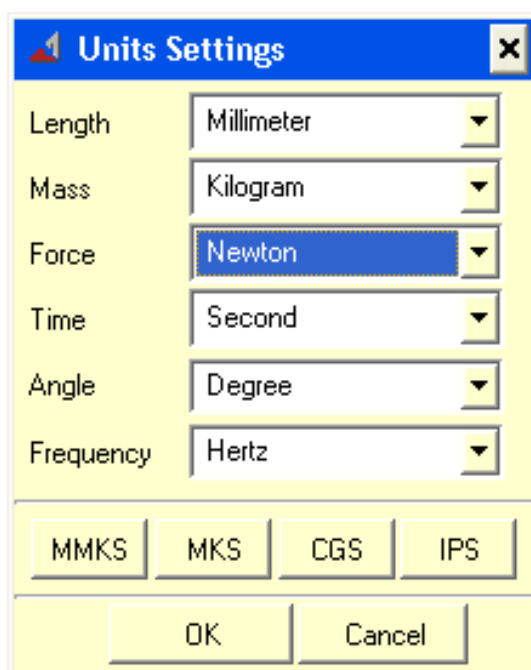
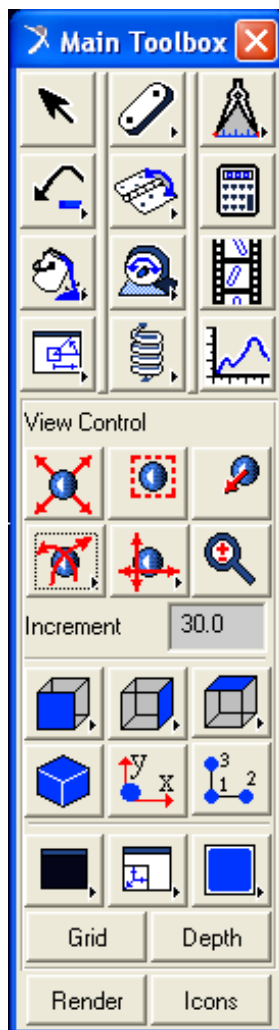



Figura 5. Ventana de selección de unidades

3. Las unidades podrán ser seleccionadas desde los menús desplegables, al lado de cada dimensión.
4. Hacer clic en **Aceptar** para guardar los cambios.

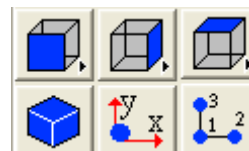
2.3. Funciones elementales de la barra de tareas.

A continuación se procederá a explicar la barra de tareas con sus funciones elementales:



Ésta es la barra de tareas que aparece por defecto, que es la misma que si se pulsa el cursor: 


Las opciones para generar diferentes vistas del modelo son:



Con las primeras opciones, de izquierda a derecha y de arriba a abajo se puede encuadrar, dar zoom a una determinada zona, moverse a un punto determinado, girar o rotar en el plano, desplazarse en el plano y dar zoom. Hay que aclarar que los iconos con una flecha en la parte inferior derecha son desplegable con más opciones. Si hacemos doble clic sobre cualquiera de ellas, tendremos un uso múltiple de cada una de las opciones hasta que pinchemos sobre el botón derecho, lo cual hará que deje de estar activo el botón.

Figura 6. Barra de tareas

Con las segundas se podrá variar el plano de trabajo, frontal o posterior, izquierda o derecha, superior o inferior o en isométrico. Además se podrá situar el plano de trabajo en un cuerpo según sus ejes X-Y ó alinear el plano por tres puntos.

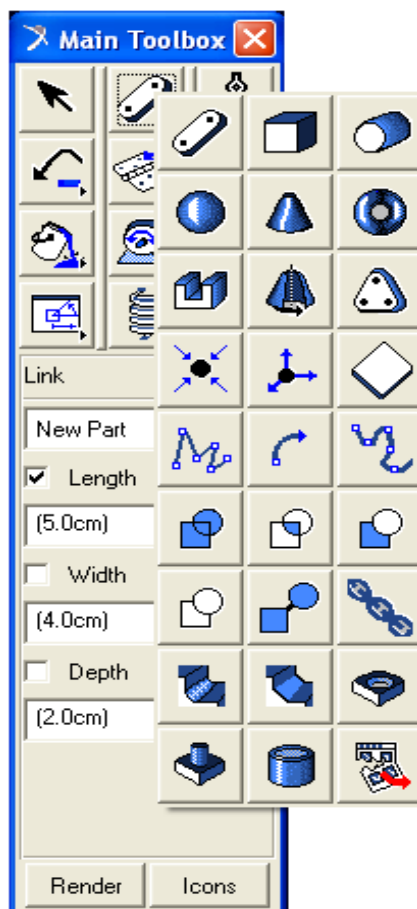
Con estos tres iconos se podrá modificar el color del fondo de trabajo, dividir la pantalla o dar más opciones: 

Por último, con los cuatro últimos iconos se podrán realizar las siguientes funciones:

- Grid: Se activa o desactiva la malla de trabajo.
- Depth: Se cambia la perspectiva de la profundidad.
- Render: Se renderizan los elementos.
- Icons: Rehacen visibles o no los iconos en los elementos.

3. Diseño y construcción en Adams/View.

Para diseñar los elementos se utilizara el siguiente desplegable:



Las operaciones que se muestran a continuación son las básicas para el diseño en MSC.ADAMS View. Se dividirán en cuatro grupos, y se explicaran los más importantes. En primer lugar están las operaciones de diseño y construcción (puntos, líneas y marcadores). En segundo lugar las operaciones básicas de diseño de sólidos rígidos; en tercer lugar las operaciones booleanas para combinar piezas y por último las operaciones para modificar piezas.

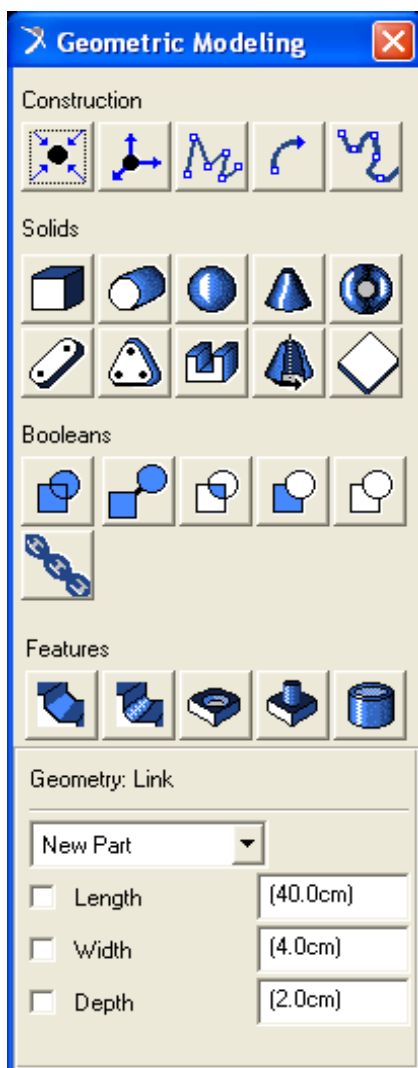
Hay que destacar, que existe un menú de diseño que se puede dejar fijo si se pulsa el icono



Figura 7. Barra de tareas para el diseño

3.1. Creación de puntos de diseño.

Pulsando dicho icono aparecerá la siguiente barra de tareas que permanecerá fija mientras estamos diseñando nuestro sistema:



A la hora de diseñar hay que tener en cuenta que por defecto se hará en el plano X-Y con $Z=0$ y que posiblemente la malla estará activada. Esto implica que si se quiere diseñar directamente sobre el plano de trabajo todos los elementos estarán situados sobre los puntos de la malla, con el grado de imprecisión que puede implicar. Por ello, conviene utilizar los puntos



para definir la situación de los elementos.

La utilización de puntos de diseño permite cambiar el diseño del modelo de forma rápida para encontrar el mejor mecanismo para la aplicación. El uso de puntos en el diseño permite hacer cambios, simplemente, moviendo los puntos.

Los puntos, por defecto se añadirán al suelo, no a las piezas. Otras opciones son “Add to part” y “Attach Near”.

Figura 8. Barra de diseño

Se puede editar una tabla con los puntos en coordenadas cartesianas si se utiliza POINT TABLE. Para generar una tabla de puntos primero se crearán (CREATE) los puntos, luego se modificarán las coordenadas (coordenadas en azul) y por último se dará a APPLY para que surjan efecto los cambios. Siempre se podrán modificar o añadir más puntos en el momento que se desee.

Table Editor for Points on .model_1

✓ $f(x)$ $i=f(i)$ 0.0 Apply OK

	Loc_X	Loc_Y	Loc_Z
POINT_1	10.0	150.0	0.0
POINT_2	45	-150	-10
POINT_3	27.2	0.0	0.0
POINT_4	0.0	0.0	0.0

Parts Markers **Points** Joints Forces Motions Variables Create Filters... Sorting... Write Reload

Figura 9. Ventana "Point Table"

Los puntos aparecen representados en la figura 4.10:

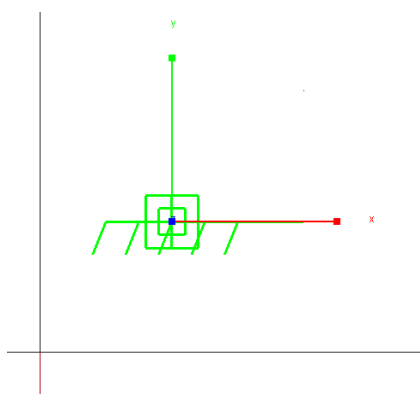


Figura 10. Punto añadido al suelo

3.2. Creación de marcadores.

Los marcadores (MARKERS) son puntos de referencia que aparecen en las piezas, normalmente en su centro de masas (Marker: cm) y en sus puntos más significativos, como sus extremos.

Son utilizados principalmente para dar posición a una pieza nueva respecto de otra que ya existe, para realizar medidas, para posicionar juntas, motores y para desplazar o rotar piezas utilizándolos como referencia.





Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento

Se pueden añadir marcadores utilizando el siguiente icono:



Se seguirán los siguientes pasos para la creación de marcadores y la selección de las diferentes opciones:

1. En la caja de herramientas principal, hacer clic en la herramienta link  para mostrar la herramienta de pila.

2. Seleccionar el marcador de Sistema de Coordenadas 

3. En Configuración, se podrá especificar lo siguiente:

3.1. Si se desea que el marcador quede agregado a la tierra o a otra parte en el modelo.

3.2. Desde el menú de opciones de orientación, seleccionar un método de orientación.

4. Si se selecciona agregar el marcador a una parte, seleccionar la parte a la que se desea agregar el marcador.

5. Colocar el cursor donde se desea que se encuentre el marcador y hacer clic.

6. Si se ha seleccionado orientar el marcador, seleccionar la dirección por la que se desea alinear los ejes del marcador. Haga esto para cada eje que ha seleccionado para especificar.

Los marcadores por defecto se añaden al suelo, porque si se quieren añadir a piezas primero se debe cambiar en el desplegable de “Add to Ground” a “Add to Part”.

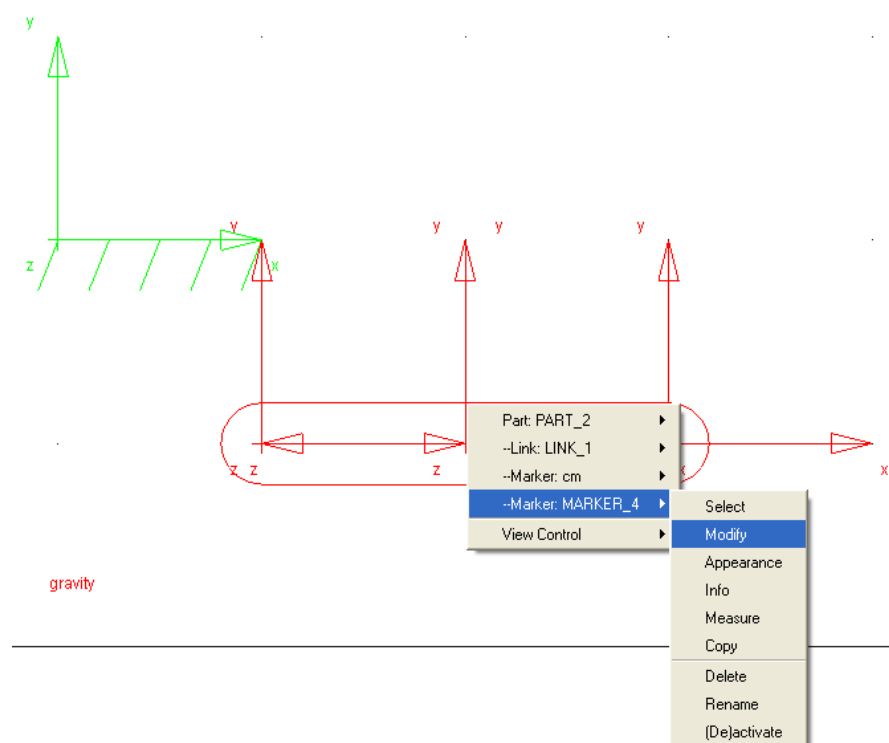


Figura 11. Markers

En la figura 11 aparecen un marcador en el suelo (verde) y un eslabón con sus tres markers más representativos. También se aprovechará a explicar cómo modificarlos. Si se pincha con el botón derecho en una zona del espacio de trabajo, aparecerá un desplegable con los elementos más cercanos, en éste caso PART_2 (elemento 2). Dentro de PART_2 aparece LINK_1, refiriéndose al eslabón y MARKER_4, el cuál ha sido añadido previamente. En MARKER_4 si se pincha en modificar (modify) aparecerá el cuadro de diálogo siguiente:

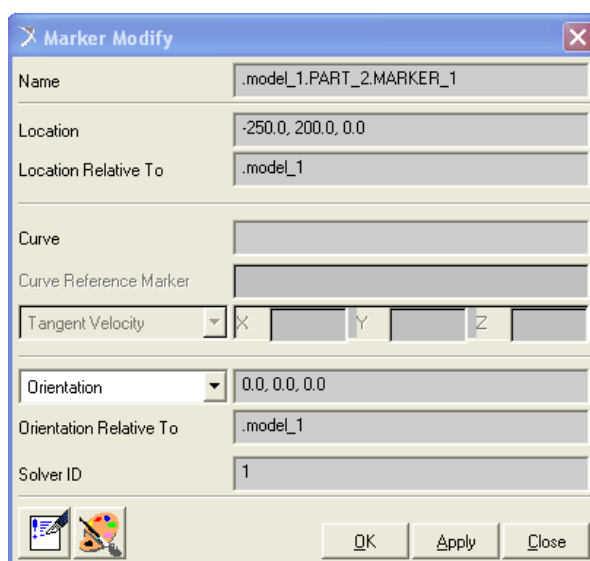


Figura 12. Cuadro de diálogo para modificar marcadores

Donde se podrá reubicar dando las nuevas coordenadas ó el giro respecto a los ejes que se quiera. Reseñar que las coordenadas son GLOBALES, no locales respecto al elemento.

3.3. Creación de líneas o splines.

Una spline es una curva suave que define un conjunto de coordenadas. Se pueden crear splines mediante la definición de la localización de las coordenadas que definen la curva o mediante la selección de una curva geométrica existente y especificar el número de puntos que se utiliza para definir la spline. ADAMS / View produce una curva suave a través de los puntos.



También puede cerrar el spline o dejarla abierta. Una spline cerrada, deberá estar compuesta por al menos ocho puntos, mientras que una spline abierta debe estar compuesta por al menos cuatro puntos. Al crear la geometría de la spline, las líneas cerradas carecen de masa, y se pueden utilizar, por ejemplo, para generar posteriormente extrusiones.



Figura 13. Tipos de splines

La primera se utiliza para líneas rectas, la segunda para generar arcos y la tercera para líneas curvas. Se generará la línea dándole la forma que se desee utilizando el botón izquierdo del ratón, finalizando la operación pulsando el botón derecho. Una aplicación importante, y que también se utiliza en otros muchos elementos y piezas, es la posibilidad de preestablecer las dimensiones.

Para crear una spline:

1. En la caja de herramientas principal, hacer clic en la herramienta link  y seleccionar la herramienta de spline 
2. Seleccionar "add to part" si se desea añadir la curva a otra pieza. Seleccionar "new part" si se desea que la curva sea una parte nueva, o seleccionar "on ground" si se desea que la curva se adjunte a tierra.
3. Hacer clic izquierdo en la ventana del ADAMS/View en el lugar deseado para la spline o curva. Los puntos, primero y último, debe ser el mismo con el fin de crear una spline cerrada.
4. Hacer clic con el ratón para cerrar la spline.
5. Es posible cambiar la spline haciendo clic y arrastrando cualquiera de los "hot points" (cajas rectangulares) en la spline.



3.4. Diseño de sólidos.

Los sólidos que podemos diseñar son los siguientes:



Figura 14. *Tipos de sólidos*

Como en el caso de las líneas, se podrán preestablecer las dimensiones de los sólidos. En caso de que no se pueda establecer la orientación durante el diseño del sólido, ésta será siempre perpendicular a la malla y situada sobre ella en el caso de que esté activada, y perpendicular a la vista del espacio de trabajo en el caso de que esté desactivada.

Se explicarán a continuación:



Paralelepípedo: Primero se dimensiona la base y se extruye (profundidad “deep”). Se extruye sólo en una dirección.



Cilindro: Se dimensiona de perfil y se le da la orientación deseada. La extrusión es simétrica a ambos lados del plano de trabajo.



Esfera: Se define el centro. La extrusión es simétrica a ambos lados del plano de trabajo.



Cono: Se dimensiona de perfil. Es recomendable predefinir sus dimensiones. La extrusión es simétrica a ambos lados del plano de trabajo.



Toroide: Se define el centro. La extrusión es simétrica a ambos lados del plano de trabajo.



Eslabón: Se define su longitud entre centros de redondeo de los extremos. La extrusión es simétrica a ambos lados del plano de trabajo.



Placa: Tiene las esquinas redondeadas. Se define su forma mediante una línea con el botón izquierdo del ratón, cuando se desee finalizar se pulsará el botón derecho.



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

La placa se define entre los centros de redondeo de las esquinas. La extrusión es simétrica a ambos lados del plano de trabajo.



Extrusión: Se define la forma mediante una línea ya creada o definiéndola con el ratón. Se extruye sólo en una dirección, por lo que debe ser definida.



Sólido de revolución: Se define el eje de revolución y el perfil de revolución. La extrusión es simétrica a ambos lados del plano de trabajo.



Placa: Se define como el paralelepípedo, pero ni se extruye ni tiene masa.

3.5. Operaciones booleanas.

Las operaciones booleanas se utilizan para combinar sólidos rígidos. A continuación se explicarán las más importantes:



Unir: Fusiona dos sólidos de manera que se transforma en uno sólo. Las dimensiones de los sólidos que lo componen no se pueden modificar.



Pegar: Une dos sólidos manteniendo las posiciones uno respecto de otro. Las dimensiones de los sólidos sí se pueden modificar.



Intersectar: Al aplicar esta función el sólido resultante es la intersección de los dos sólidos definidos.



Cortar: El sólido elegido en primer lugar es cortado por el elegido en segundo lugar, desapareciendo entonces el segundo sólido.

3.6. Modificación de sólidos.

Las operaciones siguientes sirven para modificar sólidos rígidos:



Chañlán: Genera un chaflán de 45° con la anchura especificada. Se eligen las aristas con el botón izquierdo del ratón y se finaliza la operación con el derecho.



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento



Redondeo: Genera un redondeo con el radio especificado. Se eligen las aristas con el botón izquierdo del ratón y se finaliza la operación con el derecho.



Agujero: Genera un agujero de radio y profundidad especificada en la cara elegida en sentido perpendicular a la misma.



Macho: Genera un macho a modo de tornillo de radio y longitud especificada en la cara elegida en sentido perpendicular a la misma.



Vaciado: Genera un vaciado en las caras seleccionadas con una anchura de pared especificada.

Los sólidos diseñados por defecto no tendrán contacto entre sí, lo cual es beneficioso a la hora de diseñar en 2-D, ya que no existirá interferencia entre las piezas.

3.7. Modificación de las especificaciones iniciales de los sólidos.

Los sólidos diseñados pueden ser modificados normalmente tanto en posición como en dimensiones, pero como se pueda hacer depende de cómo haya sido diseñado.

La posición y las dimensiones pueden ser modificadas de de dos maneras, en función de si han sido referidos a puntos o no:

- Si han sido añadidos a puntos la posición y las dimensiones deberán ser modificadas reubicando los puntos mediante “Point Table” como ya se explico anteriormente.
- Si no han sido referidos a puntos la posición y las dimensiones se modifican de las siguientes maneras.

3.8. Posición.

La posición se puede modificar pinchando dos veces con el botón izquierdo del ratón o con el desplegable del botón derecho indicando la parte (PART) y Modify (figura 16):

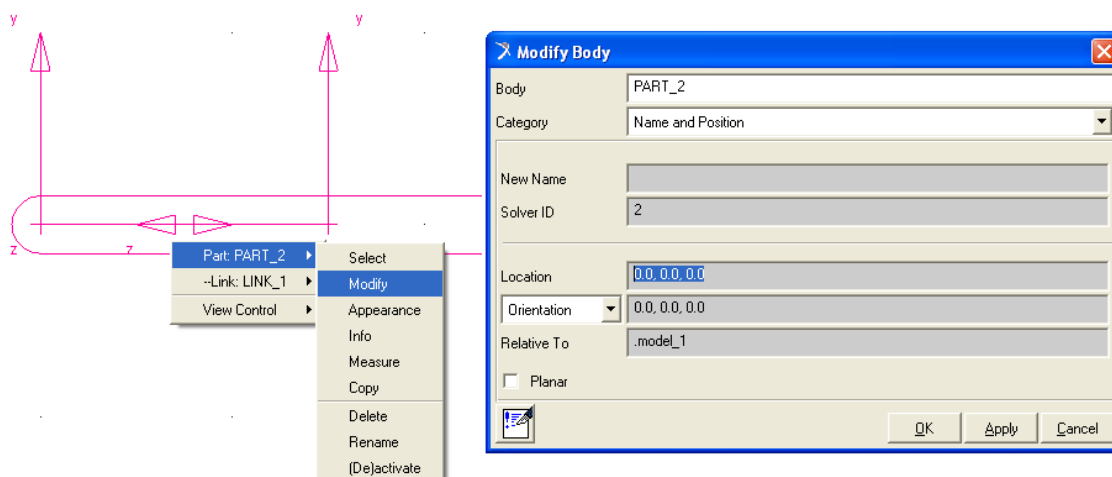



Figura 16. *Modificación de posición y orientación*

En “Category” se indica “Name and Position” y se posiciona el centro de masas de la pieza en “Location” teniendo en cuenta de que son coordenadas LOCALES. Además se podrá variar la orientación del sólido en “Orientation”.

Otra forma de modificar la posición de un sólido es utilizando los iconos que se muestran a continuación:



Si se pincha  en la barra de tareas se transforma en la que aparece a la izquierda. Si se selecciona directamente el sólido que queremos con el cursor se podrá modificar su posición con las opciones que aparecen en la imagen.

Si se abre el desplegable del icono anterior aparecen las siguientes opciones:

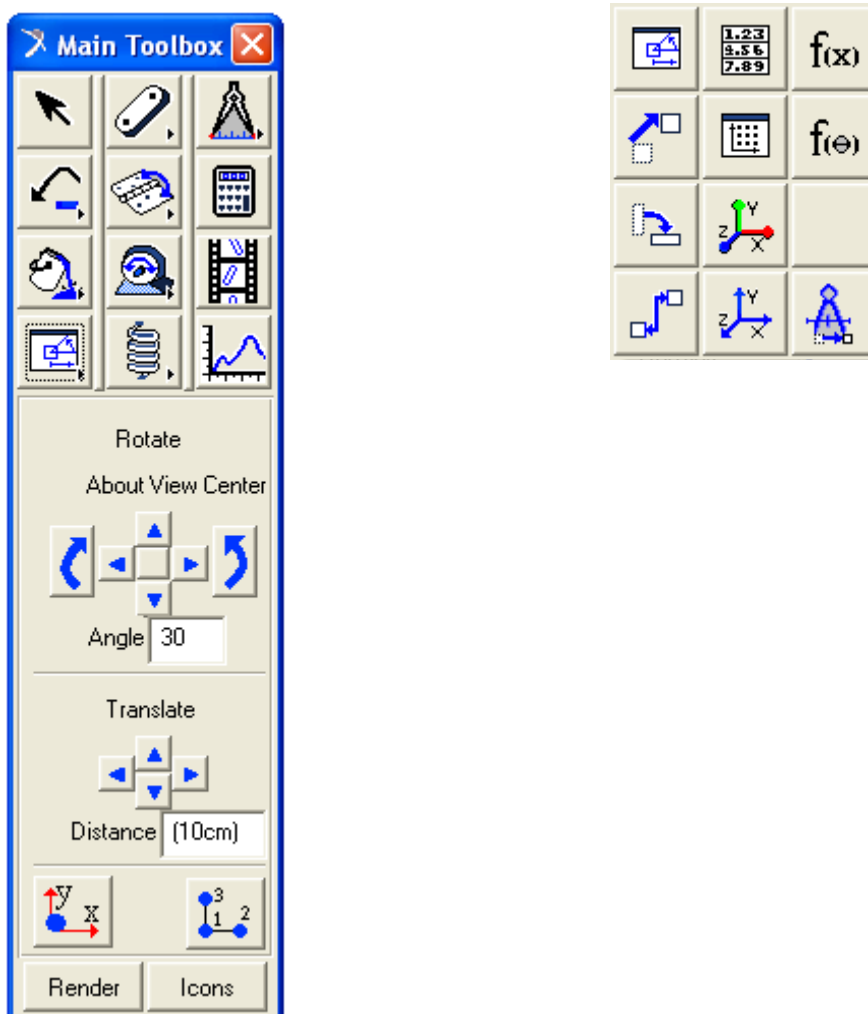


Figura 17. Ventanas para el posicionado de sólidos

De las opciones anteriores destacan las siguientes:



Traslación: Traslada un sólido desde una posición a otra. Es conveniente utilizar los markers.



Rotación: Gira un sólido un ángulo prefijado según un eje especificado. Es conveniente utilizar los markers.



Alineación: Alinea la cara elegida de un sólido respecto a otra cara seleccionada de otro.



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

Para cambiar el ángulo de la pieza, escribir la rotación que se desee y hacer clic en la dirección, a la izquierda o a la derecha para girar. También se puede trasladar la pieza utilizando esta opción.

3.9. Dimensiones.

Se modifican con el desplegable del botón derecho e indicando dentro de PART el sólido:

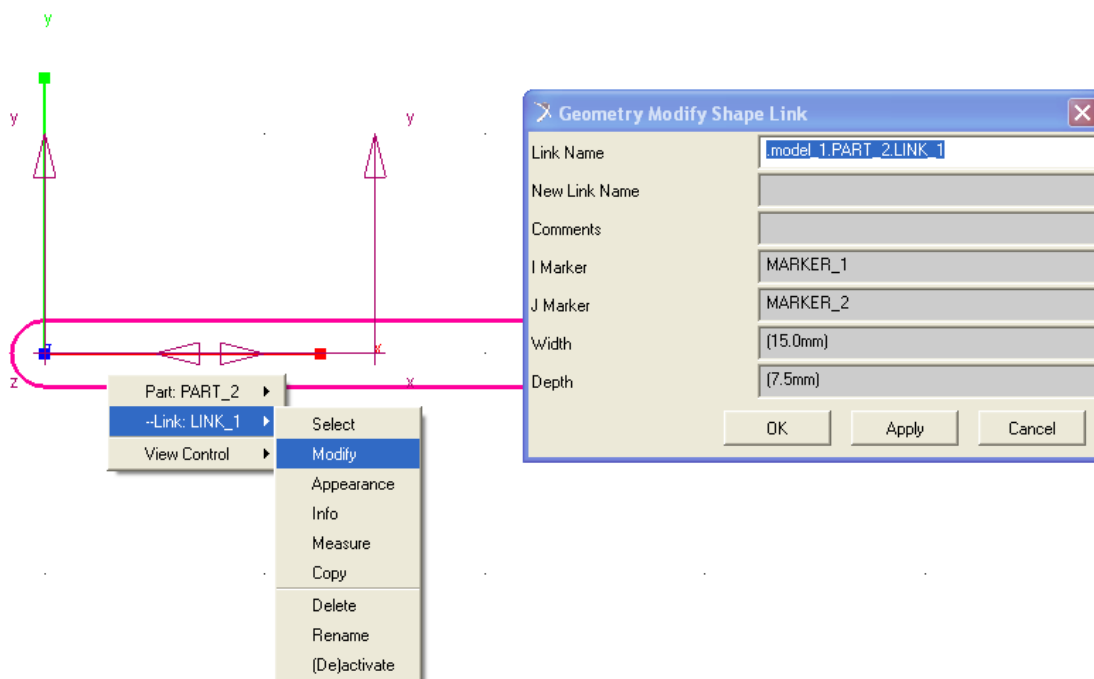


Figura 18. *Modificación de dimensiones*

En ocasiones no se pueden modificar todas las dimensiones, por lo que se eliminará el sólido y se dimensionará de nuevo. Para eliminar un sólido se puede realizar seleccionándolo y pulsando “Ctrl + X” ó con el desplegable del botón derecho y en “Delete”. Si se quieren eliminar varios sólidos se pueden seleccionar utilizando la tecla Ctrl y seleccionándolos con el ratón y utilizando “Delete” del menú “Edit”.

Los colores de los sólidos pueden ser modificados utilizando el icono desplegable



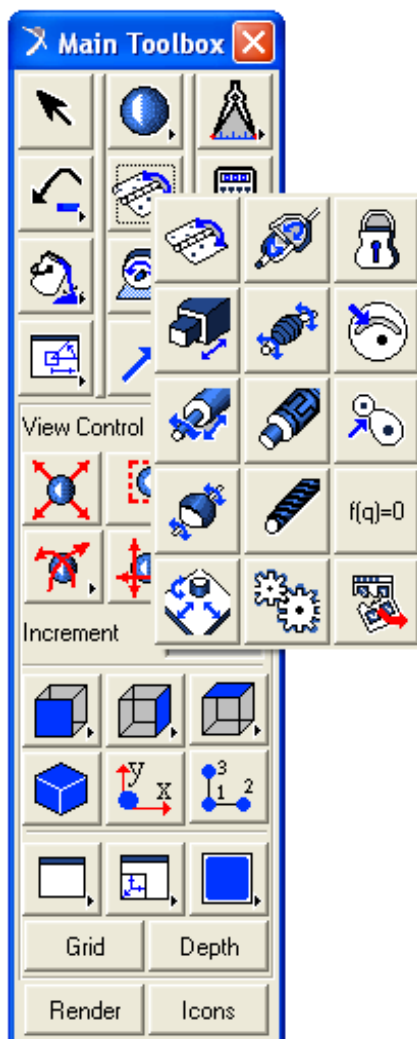
Durante el diseño siempre se podrá deshacer una operación errónea con el icono




4. Diseño de juntas, actuadores y fuerzas.

Una vez diseñados los sólidos y determinado su posición se procederá a aplicar las juntas y restricciones de movimiento para que el mecanismo se comporte como se desee.

4.1. Juntas.



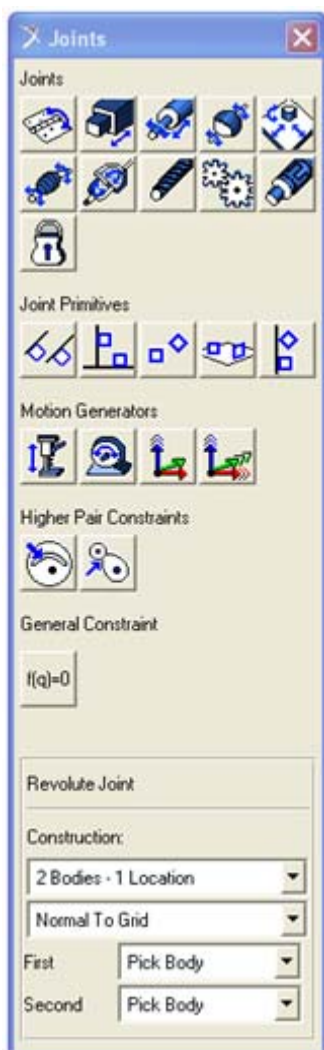
La articulación se puede encontrar haciendo clic derecho sobre el icono de la articulación de revolución .

Las articulaciones son utilizadas en ADAMS / View para describir cómo interactúan dos partes. Se pueden colocar en cualquier lugar de su modelo.

Cuando se crean articulaciones, es importante que se apliquen en el plano correcto. En ADAMS / View, es posible ver el modelo desde todos los ángulos. Para ello, haga clic derecho en alguna parte de la ventana de ADAMS/View. Se puede elegir entre Frente <F> (vista por defecto), Derecho <R>, Planta <T> y Iso <I> (3D). Después de crear un conjunto, es una buena idea comprobar que la articulación se aplica en el plano correcto.

Figura 19. Ventana para la creación de juntas

En la barra de tareas se dispone de las siguientes opciones:



Para el diseño de juntas en principio se dejará el menú de construcción tal y como viene por defecto, es decir, dos cuerpos y una localización.

La manera de situarlas es elegir con el ratón los sólidos, o un sólido y el suelo (uno a uno) y por último la localización.

En ocasiones, debido al número de sólidos, markers, puntos, etc., que hay en una determinada zona se hace difícil elegir lo que se desea, por lo que en esos casos, una vez elegida la junta se pulsará con el botón derecho en la zona donde se quiere situar y aparecerá un cuadro de diálogo como el siguiente donde se podrá seleccionar los sólidos ó elementos de diseño si procediese.

Figura 20. Ventana de selección de juntas

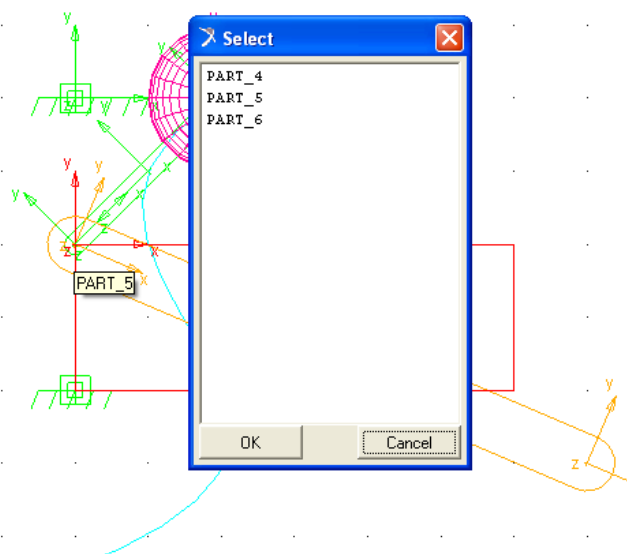


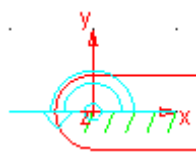
Figura 21. Selección de elementos

4.1.1. Tipos de juntas.

De todas las juntas y restricciones se destacan las siguientes:



JUNTA DE ROTACIÓN:



Restringe totalmente el movimiento de traslación y la rotación en dos direcciones, permitiendo por tanto la rotación en una sola dirección. La dirección de rotación es, por defecto, normal a la malla, si está activada, o perpendicular a la vista seleccionada en ese momento si está desactivada. Permite la rotación de una parte con respecto a la otra parte alrededor de un eje común.

Para crear un conjunto de revolución:



1. Seleccionar la herramienta revolution joint
2. La configuración por defecto de un conjunto de revolución son "One Location" y "normal to grid", que describe la orientación de la articulación. Si la articulación se aplica en "One Location", la pieza será inmovilizada en el suelo, en lugar de "2-Bod 1Loc" que permite que dos piezas giren una respecto a la otra. Si "normal to grid" está seleccionado, el conjunto se aplicará de manera que el pasador es normal, o perpendicular a la malla.

3. Si la unión es sólo para una pieza unida a tierra, haz click en el punto y una articulación de revolución se muestra como una flecha en torno al punto:



4. Si la junta conectara dos piezas, cambiar la configuración a "2 Bod Loc-1" o "2 Bod-2 Loc.". Haga clic en la parte 1, parte 2 y luego en el punto de conexión.

Si se desea modificar pulsaremos con el botón derecho en modificar y aparecerá el siguiente menú:

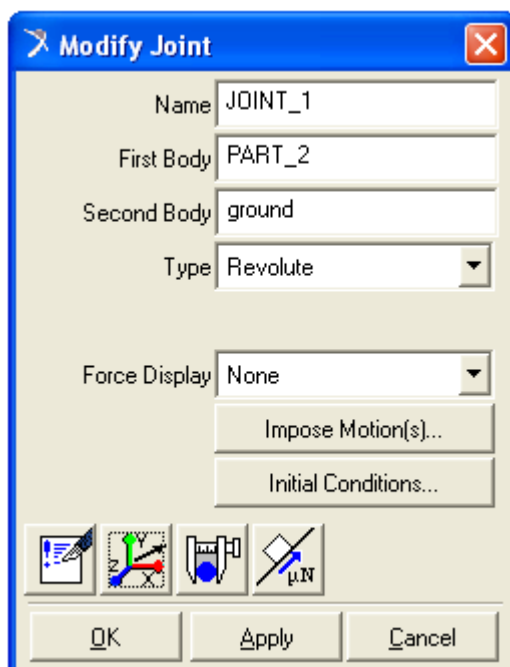


Figura 22. Menú de modificación de juntas

En este menú se podrá redefinir los sólidos que componen la junta, el tipo de junta, si deseamos aplicar una fuerza, realizar medidas, desplazar o girarla o incluso darle fuerza de rozamiento.

Los menús de desplazamientos y de fuerzas de rozamiento son:

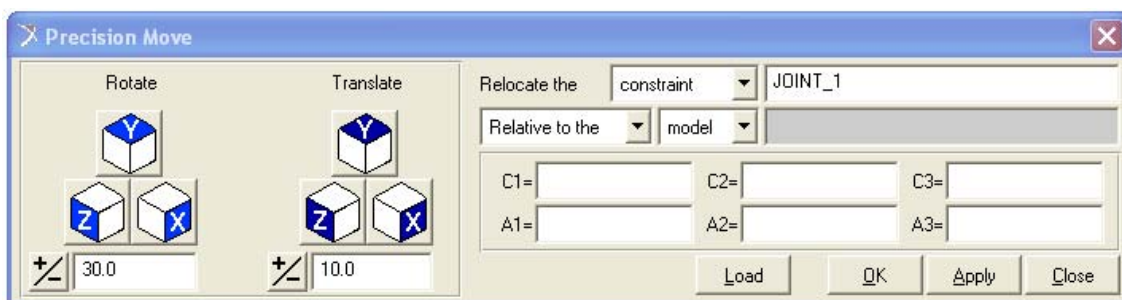


Figura 23. Menú de movimientos de precisión de juntas

La principal aplicación de éste menú es la posibilidad de girar juntas en las tres direcciones del plano cuando la dirección especificada no es válida para el diseño.

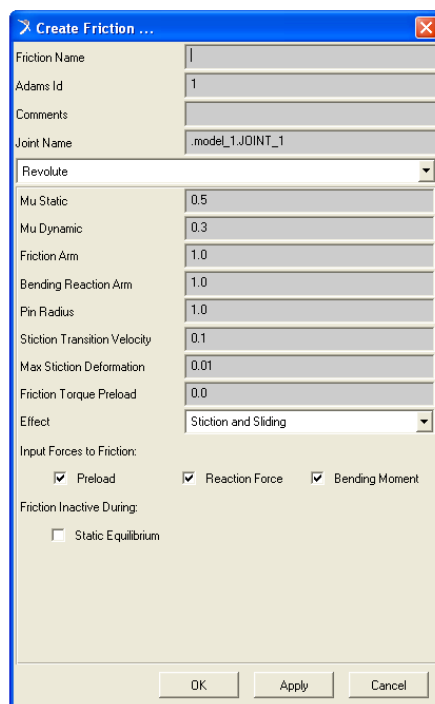
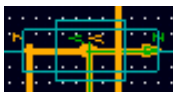


Figura 24. Definición de fricción en juntas

Por defecto las juntas son ideales, no tienen rozamiento, pero éste se puede definir de la forma que se desee.



JUNTA DE TRASLACIÓN:




Restringe el movimiento de tal manera que sólo se permite la traslación de una pieza en una dirección respecto a otra. Las piezas sólo se pueden trasladar, no rotar, con respecto a la otra. La dirección de movimiento, una vez seleccionados los sólidos (o el




Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento

suelo) debe ser especificada La dirección del movimiento de la articulación de traslación es paralela al vector de orientación. Los menús son iguales que el caso anterior.

Para crear un conjunto de traslación:

1. Seleccione la herramienta translational joint  de la caja de herramientas de articulaciones.
2. La configuración por defecto de un conjunto de traslación son "One location" y "Pick Feature".
3. Haga clic en la parte que usted desea que se traslade.
4. Una flecha blanca mostrará la dirección de traslación de la pieza. Haga clic en la dirección en la que desea que se produzca la traslación y la articulación de traslación


se muestra a continuación: 



JUNTA FIJA:

Restringe el movimiento de tal manera que anula todos los grados de libertad de un sólido respecto de otro o de un sólido respecto al suelo.

Es importante entender que a la hora de diseñar juntas los sólidos no tienen por qué estar en contacto. La junta si ha sido diseñada correctamente no necesita que las piezas estén físicamente en contacto.

1. Seleccionar la herramienta junta **fija**  de la tabla de herramientas de las articulaciones.
2. La configuración por defecto de un conjunto fijo son "One Location" y "Pick Feature". Si la junta se coloca entre una pieza y la tierra, ésta quedará unida a tierra. ADAMS/View también da la opción de fijar la articulación entre "Two Bod-1Loc" y "Two Bod-2 Loc". Con juntas fijas, la ubicación y la dirección no suelen ser importantes. La única excepción sería en el caso de que una junta fija permita momentos que pueden llegar a ser bastante grandes en función de dónde se coloque la junta.
3. Haga clic en la parte o partes que van a permanecer fijas. El conjunto se

muestra a continuación: 



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

4. Si sólo se “pincha” en una pieza, ésta será fijada al suelo. ADAMS/View aplica automáticamente la junta fija común para ambas partes. Esto significa que ambas partes se quedan fijadas rígidamente.

4.2. Actuadores.

Los actuadores generan movimiento en los sólidos rígidos. Impone un movimiento de rotación o traslación a una junta de traslación, de revolución, o cilíndrica. Cada movimiento de la articulación elimina un DOF de su modelo. Estas juntas motrices son muy fáciles de crear, pero te limita los movimientos en una sola dirección o rotación. Son los siguientes:



MOTOR LINEAL:

Se debe aplicar en una junta de traslación ó cilíndrica. Genera movimiento lineal en una dirección que debemos especificar y elimina la posibilidad de rotación. La velocidad debe ser especificada antes de ser aplicada o modificada después.

1. Hacer clic derecho en “rotational joint motion” (movimiento de rotación de la



articulación) en la tabla de herramientas para poder ver todos los posibles movimientos.

2. Seleccionar la herramienta de “translational joint motion” (movimiento



traslacional de la articulación) con el botón izquierdo del ratón.

3. Introducir la velocidad deseada en el campo de velocidad.


4. Utilizar el botón izquierdo del ratón para seleccionar el conjunto para el cual el movimiento será aplicado.



MOTOR ROTATIVO:

Se debe aplicar en una junta de rotación ó esférica. Genera movimiento angular en la dirección de la junta. La velocidad angular debe ser especificada antes de ser aplicada o modificada después.

1. Seleccionar la herramienta de “rotational joint motion” (movimiento de rotación

de la articulación)  con el botón izquierdo del ratón en la caja de herramientas principal.

2. Introducir la velocidad deseada en el campo de velocidad (Nota: ADAMS/View establece automáticamente la velocidad a 30 grados por segundo). Para especificar una velocidad en radianes por segundo, escribir al final del valor de la velocidad una "r". Utilice una "d" si queremos grados por segundo.

3. Utilizar el botón izquierdo del ratón para seleccionar el punto de la pantalla donde se aplicará la rotación. El movimiento se muestra con

una gran flecha alrededor de la articulación:



ACTUADOR LINEAL DE UNA DIRECCIÓN:

Se especifica por defecto entre dos sólidos, o un sólido y el suelo, y con una dirección. La velocidad debe ser especificada antes de ser aplicada o modificada después.



ACTUADOR

Se especifica entre dos sólidos y la localización. Una vez situada aparece un cuadro de diálogo (figura 4.25) en el que se define el movimiento del actuador. En él se podrá especificar el movimiento de los 6 grados de libertad, si son libres, si tienen aceleración, etc.

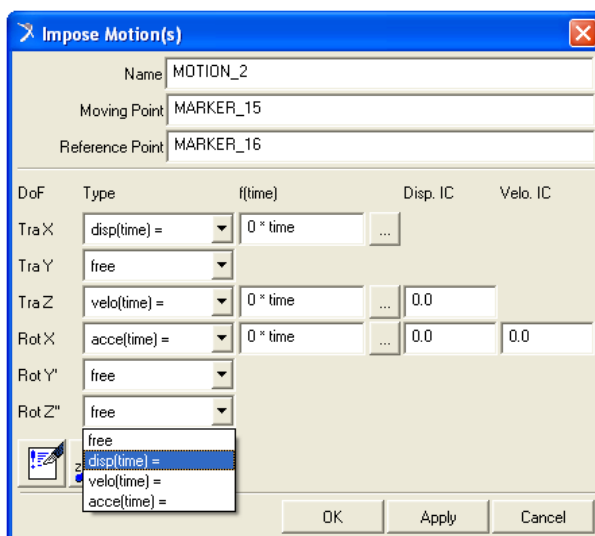


Figura 25. Ventana de imposición de movimiento en actuadores




Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento

En ocasiones hay que especificar que los actuadores solo generen movimiento durante un intervalo de tiempo. Esto se puede definir de la siguiente manera:

Lo primero que hay que hacer es pinchar en el actuador y modificarlo.

En el menú del actuador se puede ver dónde está aplicada, el tipo, la dirección, la función de movimiento y si esta es de desplazamiento, velocidad ó aceleración. Por defecto son de traslación, y dependen del tiempo.

Si se desea modificar la función para variar el movimiento se puede hacer directamente en el cuadro o pinchar en  apareciendo el constructor de funciones de la figura 26 que se muestra en la siguiente página.

En el constructor de funciones se puede ver la función “30.0d * time” donde “d” se refiere a los grados y “time” al tiempo. Si se quiere definir para que el motor solo actúe en un intervalo se utilizará la función “IF”:

IF (time-A: B, C, D) donde:

- A: tiempo para el cual está definida la función
- B: función que debe realizar antes del tiempo A
- C: función que debe realizar durante el tiempo A
- D: función que debe realizar después del tiempo A

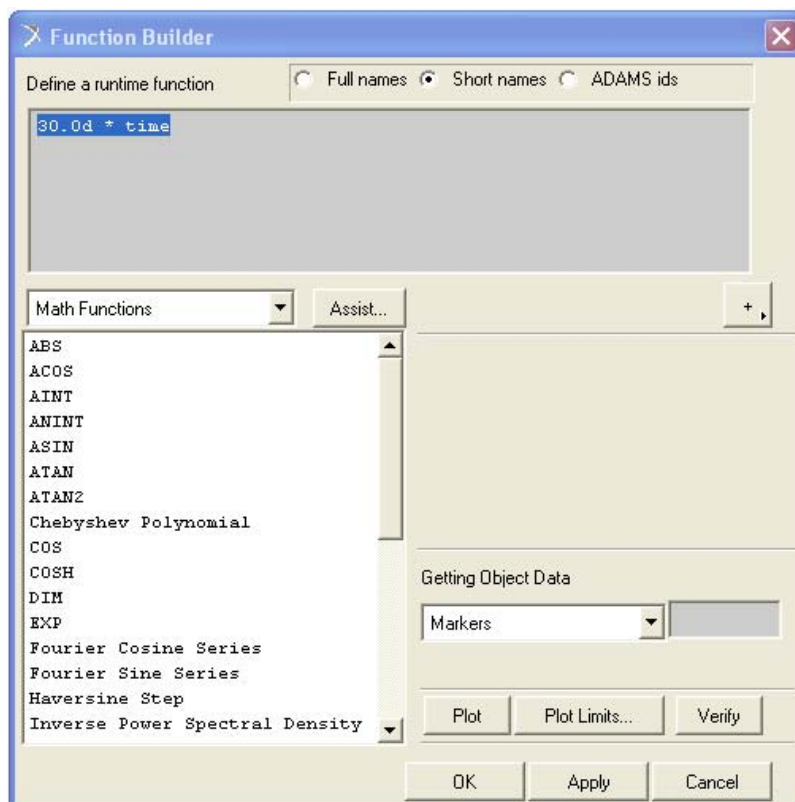


Figura 26. Constructor de funciones

4.3. Fuerzas.

Además de los actuadores, podemos aplicar fuerzas a los sólidos para que se comporten también de una determinada forma. Las fuerzas se aplicarán con el siguiente desplegable:

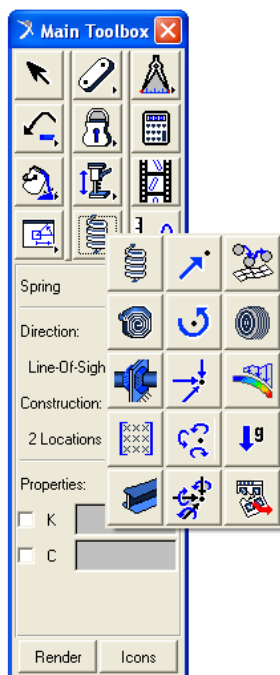


Figura 27. Menú de fuerzas

Se comentarán brevemente los más comunes:



Genera una fuerza lineal en un cuerpo en una dirección indicada.



Genera un par de giro en un cuerpo en una dirección dada.



Genera una fuerza de amortiguamiento lineal entre dos sólidos.



Genera un par de amortiguamiento entre dos sólidos.




Genera una fuerza extraordinaria, como la gravedad, pero en la dirección que se desee.




Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento

Las fuerzas aplicadas son las fuerzas que definen las cargas. Las fuerzas aplicadas son muy generales, pero debe proporcionar su propia descripción del comportamiento de la fuerza mediante la especificación de un valor constante de la fuerza, expresión de una función, o los parámetros escritos por el usuario vinculados a una subrutina en ADAMS/View.

ADAMS/View también le permite especificar cómo reaccionan las piezas cuando entran en contacto unas con otras cuando el modelo esté en movimiento.

1. Haga clic en la herramienta **spring tool**  en la caja de herramientas principal para localizar todas las fuerzas.

2. Seleccione la fuerza aplicada (solo componente en una única dirección) icono  con el botón izquierdo del ratón.

3. Seleccione **Run-Time Direction** (sentido de ejecución en el tiempo) de acuerdo a lo siguiente:

- Espacio fijo.
- Cuerpo en movimiento.
- Dos cuerpos: la fuerza se aplica entre dos cuerpos diferentes. El primer cuerpo elegido será el organismo de acción, el segundo cuerpo será el organismo de reacción y recibe la fuerza de acción.

4. Si la fuerza se aplica a sólo una pieza, seleccionar una construcción específica de acuerdo a lo siguiente:

- Pick Feature: Esto le permite elegir la dirección de la fuerza.
- Normal to Grid: ADAMS/View aplicará automáticamente la fuerza en una dirección normal a la malla.

5. Seleccione una **característica** de acuerdo a lo siguiente:

- Constante: ADAMS/View le permite especificar un valor constante.
- Personalizado: usted define la ecuación constitutiva de la fuerza aplicada al cuerpo de acción. ADAMS / View evalúa las fuerzas de reacción en el cuerpo de reacción.


6. De acuerdo a los números 3 y 4, seleccione el número correcto de los cuerpos y dirección.



Una fuerza se muestra con un marcador:

4.3.1. Muelles y Fuerzas de amortiguamiento.

ADAMS / View crea muelles y las fuerzas de amortiguación para representar las fuerzas que actúan entre dos partes a una distancia y a lo largo de una dirección. Para crear un muelle:

1. Haz clic izquierdo en la herramienta spring  situada en la caja de herramientas principal.
2. La pantalla de opciones aparecerán en la caja de herramientas principal:

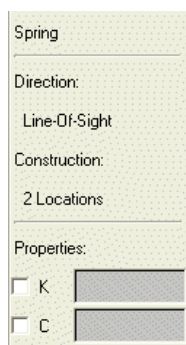


Figura 28. Ventana de propiedades de muelles y amortiguadores

3. Introduzca el valor de K adecuado para el muelle que está simulando. Si se requiere de amortiguación, introduzca un valor de C también.
4. Haz clic izquierdo en el punto de la primera pieza y una vez en el punto de la segunda pieza para que se muestre el muelle (Nota: puede ser una buena idea para comprobar la ubicación exacta del muelle mirando el modelo desde diferentes puntos de vista).

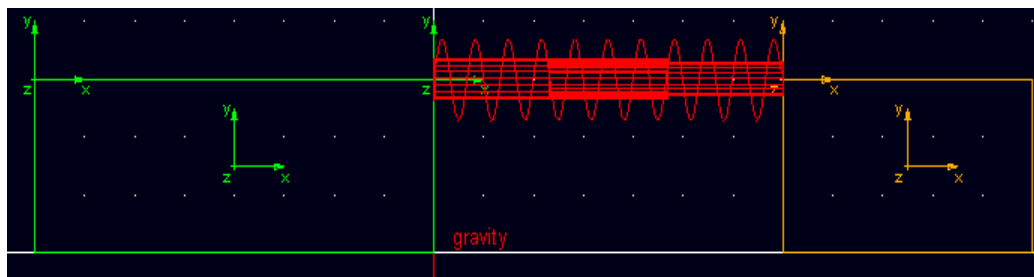


Figura 29. Muelle y amortiguador

Una aplicación importantísima es la capacidad de dar contacto:



El contacto se genera entre dos sólidos con el cuadro de diálogo siguiente (figura 4.27):

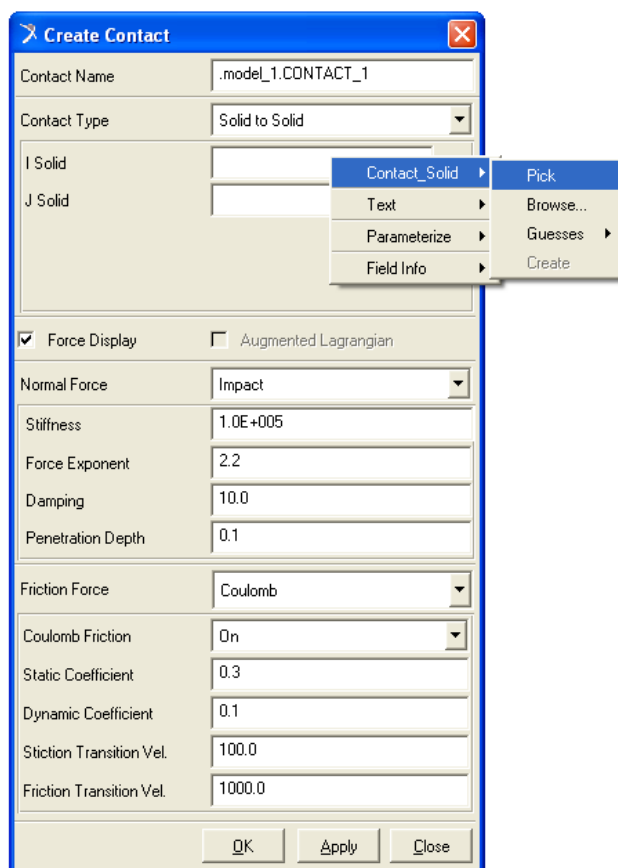



Figura 4.30. Ventana de opciones de contactos


Con el botón derecho, siguiendo la imagen de ejemplo, se seleccionará los sólidos en “I solid” y “J solid” que queremos que tengan contacto. Además se podrá definir el tipo de contacto y si se desea fuerza de rozamiento.

5. Simulación del modelo.

5.1. Verificar el modelo.

Se podrá utilizar la herramienta Verificar modelo para comprobar los errores en el modelo, como juntas mal alineadas y piezas sin restricciones. La herramienta se puede

encontrar haciendo clic derecho sobre el botón de información  en la esquina inferior derecha de la ventana ADAMS/View. Seleccionar la herramienta de Comprobar modelo,

haciendo clic izquierdo . La ventana de información aparecerá:



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento

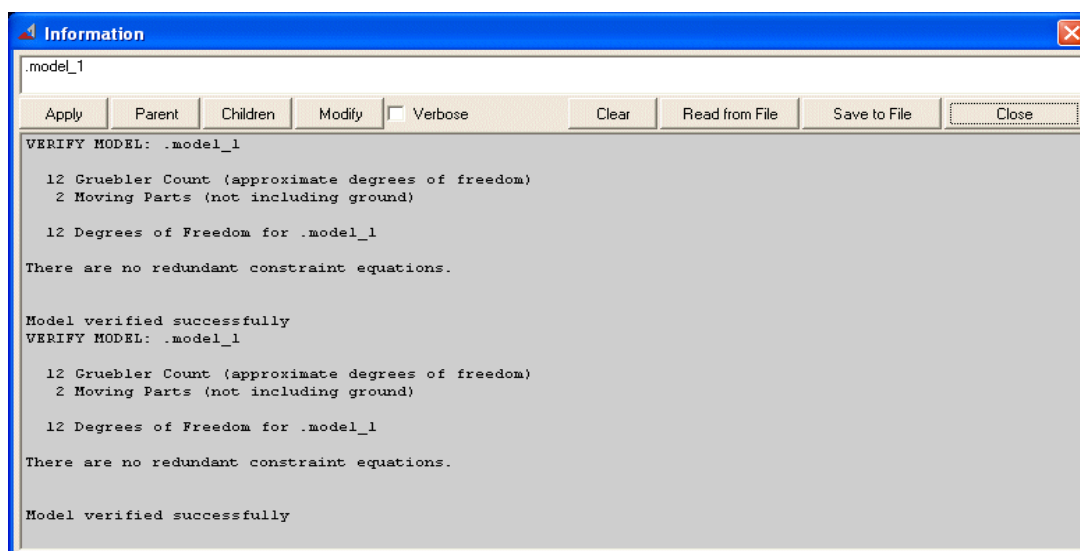


Figura 31. Ventana de verificación del modelo

La ventana que se muestra proporciona información importante acerca de su modelo, incluyendo el número de partes móviles y las articulaciones.

Asimismo, se mostrará el número de grados de libertad en el modelo y luego le dirá si el modelo es correcto. Si el modelo no se verifica, puede ser necesario comprobar sus articulaciones o si el modelo simulado es correcto.

5.2. Panel de simulación.

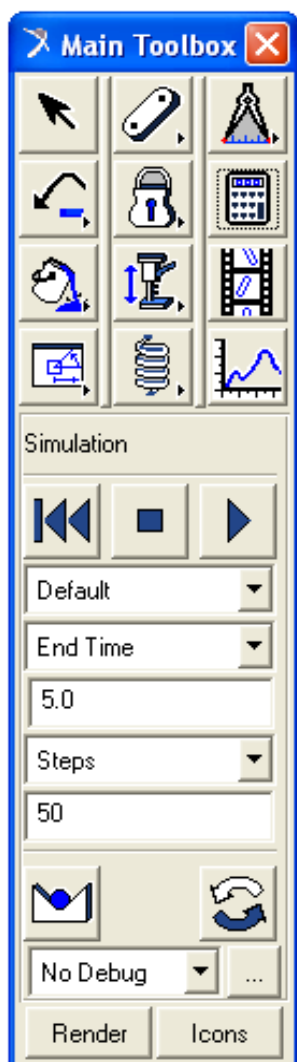



Figura 32. Menú de simulación.

Una vez diseñado el modelo y verificado se procede a simularlo.

Para ello se utiliza el siguiente icono,  transformándose la barra de tareas en la que aparece a continuación:

Antes de simular conviene comprobar el equilibrio estático para ver si se ajusta a lo esperado. El equilibrio se comprueba con



La primera opción que hay que definir es qué tipo de simulación desea realizar (por defecto, dinámica, cinemática o estática). A menos que un problema le indique lo contrario, default (por defecto) es la elección habitual.

Durante la simulación se aprecian los posibles errores de diseño, de forma que el mecanismo se comporte de forma inesperada o que surjan errores en la simulación y ésta se detenga. Si esto sucede hay que estudiar los posibles errores, resolverlos y volver a simular de nuevo.

Los iconos que tenemos en la simulación son los siguientes:



Sirve para iniciar la simulación



Sirve para detener la simulación en un momento dado.



Sirve para reiniciar las condiciones iniciales de la simulación. Es imprescindible pulsarlo para volver a simular.



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento



Repita la última simulación realizada.

1. *Ajuste del tiempo de duración:*

La siguiente opción en el panel de la simulación es para elegir una hora de finalización o la duración de la simulación. Si elegimos una hora de finalización comenzará la simulación desde el reposo, mientras que si elegimos una duración fija no necesariamente parte del reposo ($t = 0s$). Para ello:

1. Seleccionar “End Time” o “Duration” del campo de opción en el panel de simulación.
2. Introducir el tiempo deseado para la simulación.

Para una simulación corta y relativamente fiable con unos 100 pasos por segundo basta. Si se quiere refinar se introducirán entre 500 y 1000 pasos por segundo.

2. *Ajuste de los pasos de tiempo:*

Los intervalos de tiempo son utilizados en ADAMS/View para determinar cómo se ejecuta la simulación. Se puede elegir un tamaño de paso, que es la cantidad de tiempo que transcurre entre las imágenes y, los pasos, que es el número de pasos que ocurren en la simulación completa. Ambas opciones son bastante similares y ha de ajustarse a cada problema.

Para establecer los intervalos de tiempo:

1. Seleccionar “Step Size” (Tamaño de paso) o “Steps” (Pasos) del campo de opción en el panel de simulación.
2. Introducir el valor deseado para los intervalos de tiempo.

6. Animación del modelo.



Una vez simulado el modelo se puede visualizar con

Quedando la barra de tareas de la manera siguiente:

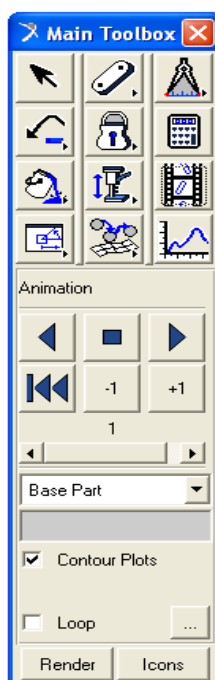


Figura 33. Menú de animación

Con los iconos que aparecen se puede reproducir la animación, parar, reproducir en sentido inverso y reiniciar. Además, si se marca la pestaña “loop” la animación se reiniciará automática e indefinidamente cuando ésta acabe. Si se quiere dar más opciones se puede pulsar visualizando entonces el siguiente menú:

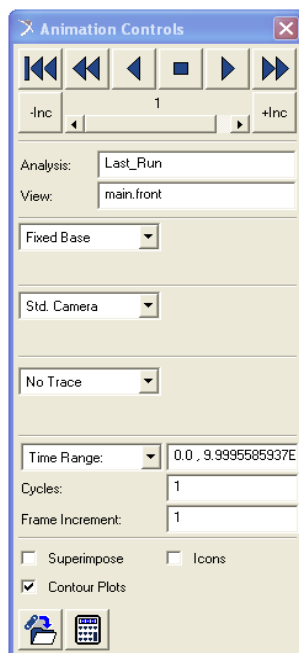


Figura 34. Ventana de opciones de simulación



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento

Aquí se podrá utilizar una cámara móvil que siga uno de los sólidos o markers, generar una traza que describa el movimiento de un marker, variar el rango del tiempo de reproducción o aumentar la velocidad de reproducción usando “frame increment” con un valor entero mayor que uno.

7. Toma de medidas.

Para la toma de medidas es imprescindible haber primero simulado.

De una manera elemental se pueden medir ángulos, desplazamientos, velocidades y aceleraciones lineales entre dos sólidos utilizando los iconos que se muestran a la izquierda, apareciendo en el espacio de trabajo un diagrama como el que se muestra continuación:

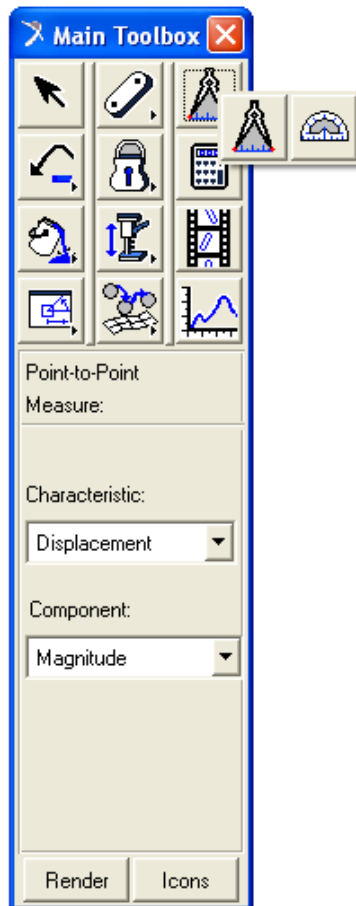



Figura 35. Menú para toma de medidas





7.1. Medir longitudes y ángulos.

1. Para medir longitudes:

1. Seleccionar la herramienta de medida  de la tabla de herramientas haciendo clic izquierdo sobre él.
2. Hacer clic con el botón izquierdo en la primera ubicación donde se desea iniciar la medición.
3. Hacer clic con el botón izquierdo en la segunda ubicación que va a completar la medición.
4. Un gráfico aparecerá y mostrará cómo la distancia varía con el tiempo.

2. Para medir ángulos:

1. Hacer clic en la herramienta de medida  en la tabla de herramientas principal.
Haga clic en la herramienta de ángulo 
2. Hacer clic izquierdo en la punta del primer vector del ángulo que se desea medir.
3. Hacer clic izquierdo en el vértice del ángulo.
4. Hacer clic izquierdo en la punta del segundo vector.
5. Un gráfico aparecerá y mostrará cómo el ángulo varía con el tiempo especificado.

Esto también puede hacerse durante el proceso de modelado, para comprobar que las mediciones son exactas.

7.2. Medir las características físicas.

Las características pueden verse para cualquier objeto creado en ADAMS/View. Las características incluyen posición, velocidad, aceleración, fuerza, etc.

1. Hacer clic derecho sobre el objeto a medir, seleccionar la parte y seleccionar la Measure (Medida) de la barra que aparece.
2. La ventana de medir partes aparecerá:

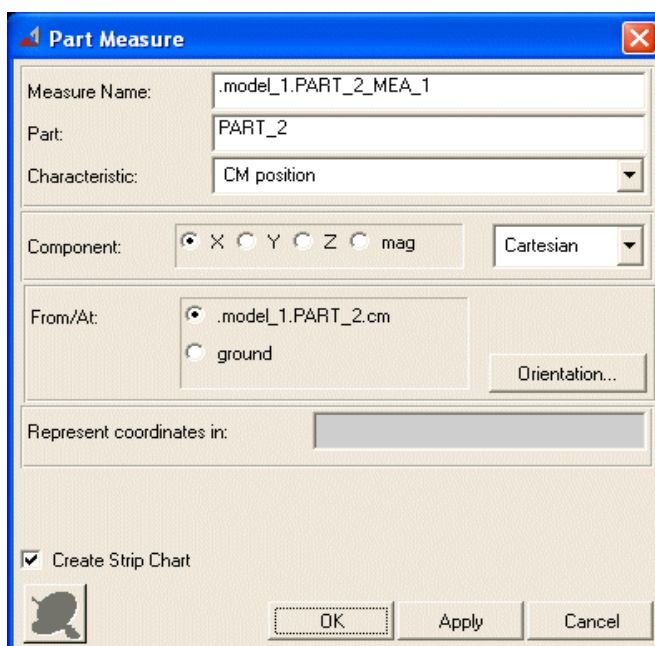


Figura 36. Ventana de selección de medidas

3. Comprobar que la parte correcta se selecciona en el campo “Part”. También se puede seleccionar un nombre para esta medición en esta ventana.
4. En el campo de características, seleccionar la característica que se desea medir.
5. En el campo de componentes se puede seleccionar qué componente de la característica se desea medir (p.e. la velocidad solo en la dirección x). Seleccionar “Mag” si sólo se desea la magnitud global de la aceleración.
6. En el campo “From/At”, seleccionar el centro de su medición.
7. Seleccionar OK y aparecerá un gráfico en la ventana de ADAMS/View, con un estilo similar al siguiente:

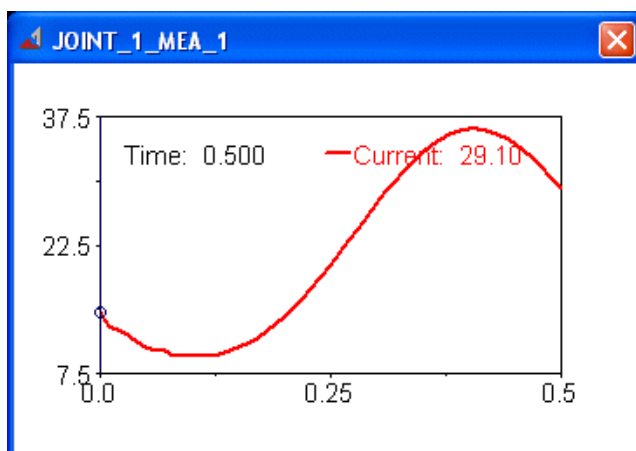


Figura 37. Ventana del gráfico de medida seleccionada

Otra forma de obtener medidas es utilizar los markers y las juntas para medir directamente sobre ellos. Para ello se seleccionará el marker o la junta, y con el botón derecho se seleccionará “Measure”, mediante el cual se podrá obtener, según el sistema de coordenadas (cartesiano, cilíndrico o esférico) multitud de medidas de diferentes parámetros, como desplazamientos, posición respecto a diferentes ejes, velocidades, aceleraciones, fuerzas, pares de giro, etc.

8. Postprocesador.

Para finalizar esta guía y antes de los ejemplos prácticos presentados en el Anexo I, se explicará brevemente el post-procesador de datos y como exportar los mismos.

El post-procesador es una herramienta de ADAMS.MSC llamada “ADAMS Postprocessor” que permite un estudio detallado de los resultados que se han obtenido mediante las simulaciones. Además permite visualizar también animaciones para su posterior exportación.

Se puede acceder a él mediante el acceso directo o directamente desde



ADAMS -
PostProcessor

ADAMS View de una manera más cómoda siguiendo los pasos siguientes:

Cuando se toma una medida de cualquier tipo se pulsará sobre ella con el botón derecho y se seleccionará “Transfer To Full Plot” de la siguiente forma:

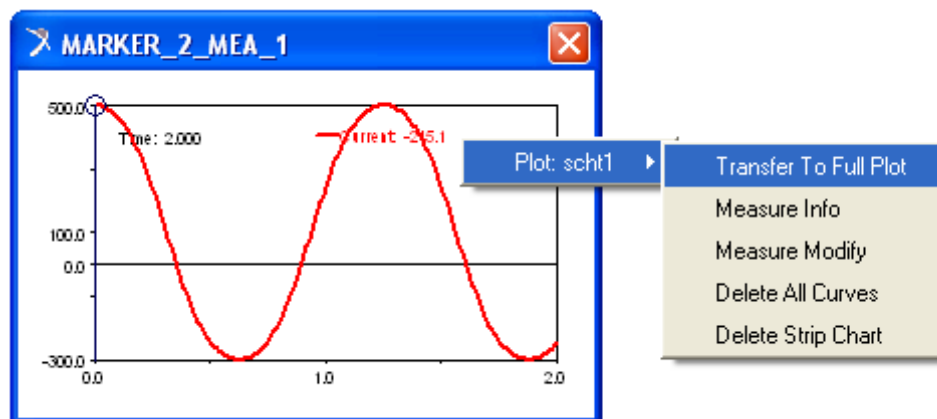




Figura 38. Pasos de medidas al Post-procesador

Una vez hecho se abrirá el post-procesador automáticamente.

Todo lo que se guarde de esta forma a partir de ahora quedará guardado en la misma base de datos que estemos utilizando de manera que siempre que esté la base de datos abierta en la que la cual se esté trabajando se podrá acceder directamente al post-

procesador pinchando en el siguiente icono  de la barra de tareas. Y de la misma forma se podrá volver a ADAMS View con: 

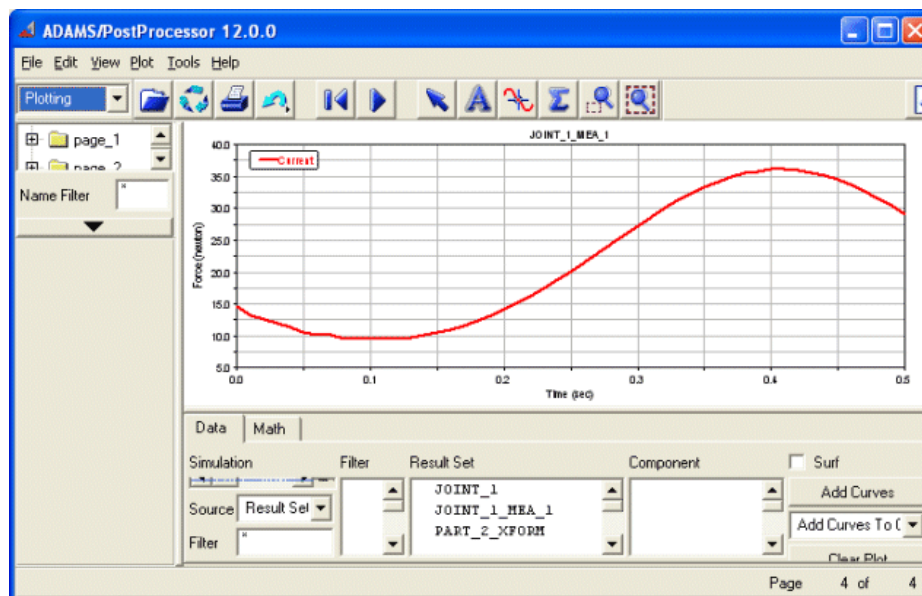



Figura 39. Ventana de Adams/Postprocessor

1. Hacer clic en varios puntos del gráfico para ver las diferentes opciones que se pueden cambiar. Es posible cambiar los valores máximo y mínimo, las etiquetas en el eje, así como el título de la gráfica antes de imprimir.

2. Se puede imprimir desde esta pantalla, seleccionando el icono de **impresión**



6. También se puede rastrear el cambio de la variable medida seleccionando el icono de seguimiento . Se puede ver la evolución de la variable medida con respecto al tiempo:

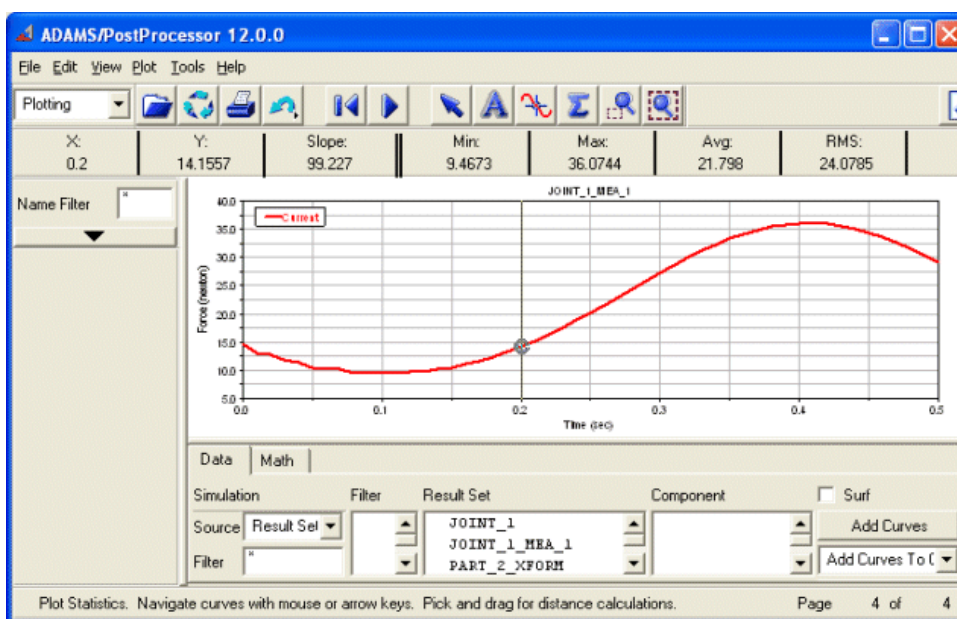


Figura 40. Ventana de Adams/Postprocessor donde se muestra el icono de seguimiento

9. Exportación de datos de Adams/View a Excel.

Para exportar los datos que proporciona ADAMS/View después de cada simulación tenemos que encontrarnos en la ventana de estudio de gráficas.

Una vez nos encontremos en esta ventana seguimos los siguientes pasos:

1. Hacer clic izquierdo en File / Export.
2. Elegir Spreadsheet como modo de exportación a Excel. El archivo se guardará como una tabla (.tab).

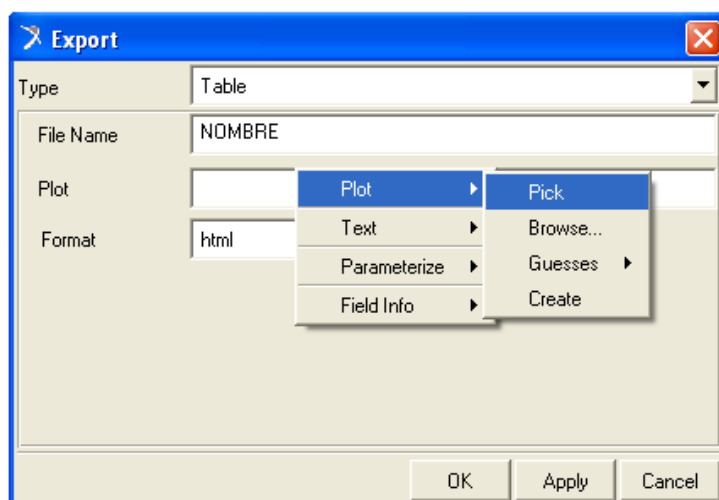


Figura 41. Exportación de datos



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento

Si queremos realizar gráficas comparativas y poder examinar los datos exportados de Adams/View seguimos los siguientes pasos:

1. Una vez tenemos este archivo guardado, abrimos Excel y seleccionamos Datos y en el apartado “Obtener datos externos” seleccionar “Desde texto”. Seleccionar el archivo exportado desde ADAMS/View.
2. Aparecerá un menú en el que hay que dar tres pasos. En el primero y en el segundo no hay que modificar nada por lo que hacemos clic en Siguiente. En el tercer paso, hacer clic en a “Avanzadas” para seguidamente seleccionar el punto (.) como separador de decimales y () en blanco el separador de miles.



Anexo B

Ejemplos prácticos de MSC. Adams/View



Ejemplo 1: Péndulo.

Este ejemplo de ADAMS le dará a conocer las siguientes habilidades:

- Creación de cuerpos rígidos.
- La creación de vínculos.
- Creación y funcionamiento de las simulaciones.
- Análisis de los resultados.

Problema:

AB es una barra uniforme con una masa de 2 kg y una longitud de 450mm. Barre AB en un plano vertical sobre el eje en A . La velocidad angular (theta punto) = 3 rad / s cuando theta = 30 grados. Calcule la fuerza que soporta el perno en A en ese instante.

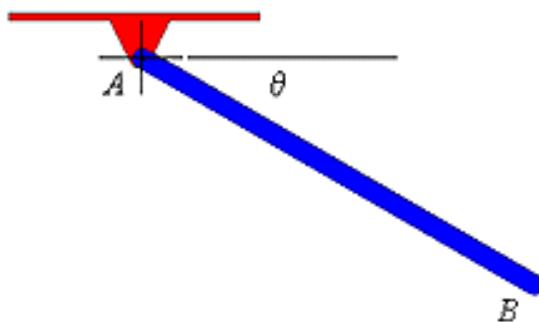


Figura 1. Esquema del péndulo

Este problema está pidiendo la fuerza que soporta el eje A en un instante cuando la barra de 2 kg forme un ángulo de 30 grados respecto del plano horizontal y tenga una velocidad angular de 3 radianes por segundo.

Vamos a utilizar ADAMS para crear un modelo con las condiciones dadas y obtener los datos necesarios.

Procedimiento:

1.1. Iniciar Adams.

1. Iniciar ADAMS/View. El cuadro de diálogo aparece como se muestra en la Figura 2.
2. Bajo el título "¿Cómo le gustaría proceder?", seleccione **Crear un nuevo modelo**. Verificar el campo de texto de gravedad que se establece normal a la Tierra (-GlobalY). Compruebe que el campo de texto se establece en Unidades de **MMKS - mm, kg, n, s, gr**. Seleccione **Aceptar**.

3. Cambiar la configuración de coordenadas, esto se hace yendo al menú de **Configuración** de Adams/View y seleccione **la cuadrícula de trabajo**. Una de las opciones que tenemos es cambiar el espaciado, cambio a 25 mm, haga clic en Aceptar después de que haya acabado. Esto le puede permitir cambiar la configuración de la red. También puede cambiar a coordenadas polares en esta ventana, que es útil para medir ángulos.

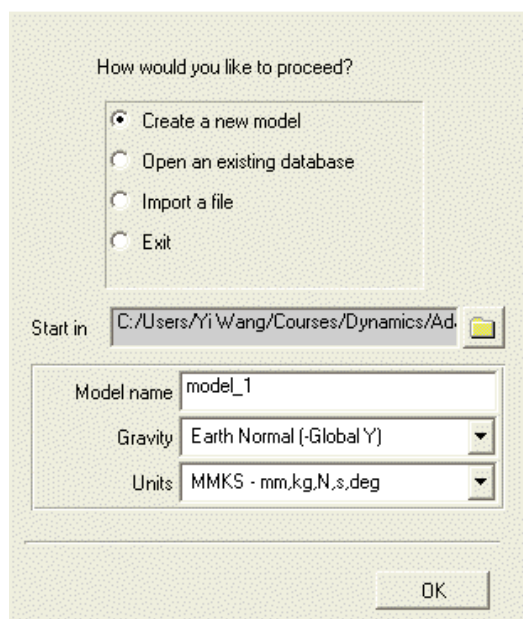



Figura 2. Ventana inicial Adams/View

1.2. Realización del eslabón.

1. Haga clic en la paleta de piezas en la tabla de herramientas con el botón derecho del ratón. Aparecen las diferentes piezas.
2. Seleccione el **cuerpo rígido**: herramienta **Link**  con el botón izquierdo del ratón.
3. En la tabla de opciones de esta pieza, active Longitud y, a continuación, introducir en el campo de texto **450mm**.
4. Activar Ancho e introducir **20mm** en el campo de texto.
5. Activar Profundidad e introducir **27.5mm** en el campo de texto.
6. Haga clic con el botón izquierdo del ratón en el punto (-225, 0, 0) para seleccionar el punto de partida (para ver las coordenadas pulse F4) y haga clic con el botón izquierdo del ratón en cualquier parte derecha del punto de partida a lo largo del **eje**



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento

global X para seleccionar la dirección. ADAMS crea y muestra la barra. La pantalla debe ser similar a la Figura 3.

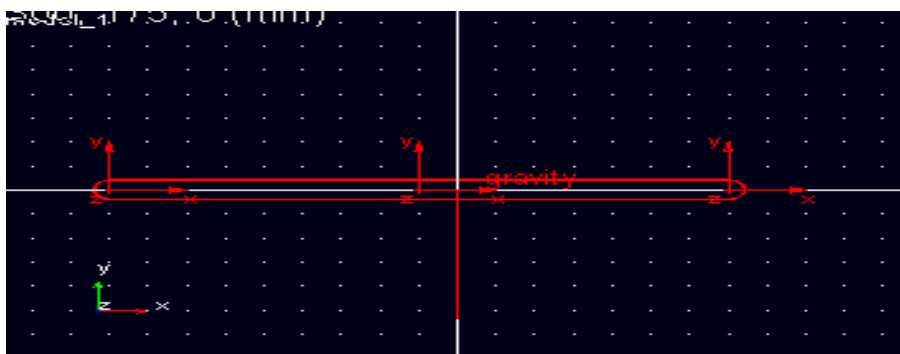


Figura 3. Eslabón


1.3. Ajuste de la masa de la barra.

El problema especifica que la barra tiene una masa de 2 kg. ADAMS calcula de forma automática las propiedades de masa basado en el material y la geometría, pero en este caso, se puede configurar manualmente ya que la masa de la barra se da como una condición inicial.

1. Haga clic en la barra con el botón derecho del ratón. Siga el menú desplegable a la derecha de **Part_2** y seleccionar **Modificar Part-2**. El cuadro de diálogo Modificar cuerpo rígido aparece.
2. En **Definir Masa** utilice la flecha desplegable para seleccionar la entrada de usuario.
3. En el campo de texto de la Masa de la tabla de diálogo Modificar, escribir un **2,0** y haga clic en **Aceptar**.
La masa de la barra está ahora fijado en 2 kg.


Nota: Debido a la forma en que se define la geometría, la masa de la barra ya está muy cerca de 2 kg, por lo que no puede asumir las propiedades de inercia es necesario cambiar.

1.4. Ajuste de la posición de la barra.

1. Para establecer el ángulo de la barra a 30 grados, haga clic en el icono de **posición**  en la tabla de herramientas.
2. Introduzca 30 en el ángulo de entrada y seleccione la barra para resaltarlo.
3. Haga clic en la flecha hacia la derecha una vez. La barra se encuentra en un ángulo de 30 grados desde la horizontal.



1.5. Creación de una articulación de rotación.

1. Haga clic en el icono de **juntas** en la tabla de herramientas y seleccione la siguiente junta de rotación: el icono **de revolución** 
2. Compruebe que en el campo de texto **Construcción** se lee **1Ubicación y Normal a la cuadrícula**.
3. Sitúe el cursor sobre el marcador **PART_2 MARKER_1** en el extremo izquierdo de la barra y haga clic con el botón izquierdo del ratón.
4. Una articulación entre la barra y el suelo se crea en ese lugar.



1.6. Configuración del movimiento inicial.

Todas las piezas han sido creadas y las limitaciones añadidas. El siguiente paso es añadir un movimiento inicial a la junta de revolución que especifica tres radianes por segundo.

1. Haga clic derecho sobre la PART_2 y seguidamente en **Modificar**.
2. En **categoría:** utilice la flecha desplegable para seleccionar las **Condiciones de velocidad inicial**.
3. En virtud de la **velocidad angular** de partida seleccione la parte CM.
4. Debajo de eso, haga clic en el cuadro de selección del **eje Z** e introducir **3.0R**, de 3,0 radianes por segundo, en el campo de texto que aparece junto a ella.
5. Haga clic en **Aplicar** y cerrar la ventana.
6. Haga clic en **OK** en la ventana **Modificar**.

1.7. Verifique el modelo.

El paso de verificación del modelo es una manera de encontrar errores en la definición del modelo. ADAMS revisa las condiciones que pueden conllevar errores, tales como las juntas mal alineadas, sin restricciones partes o piezas sin masa en sistemas dinámicos, y le advierte de otros posibles problemas en el modelo.

1. En la esquina inferior derecha de la pantalla de modelado, haga clic en el icono de **Información**  con el botón derecho del ratón. La paleta de información aparece.
2. Haga clic en el icono de **verificación** . La **ventana de información** aparece.

- Después de ver que el modelo se ha verificado correctamente, haga clic en el botón Cerrar en la esquina superior derecha para cerrar la ventana de información.

El modelo terminado debe ser similar al de la Figura 4 que se muestra a continuación:

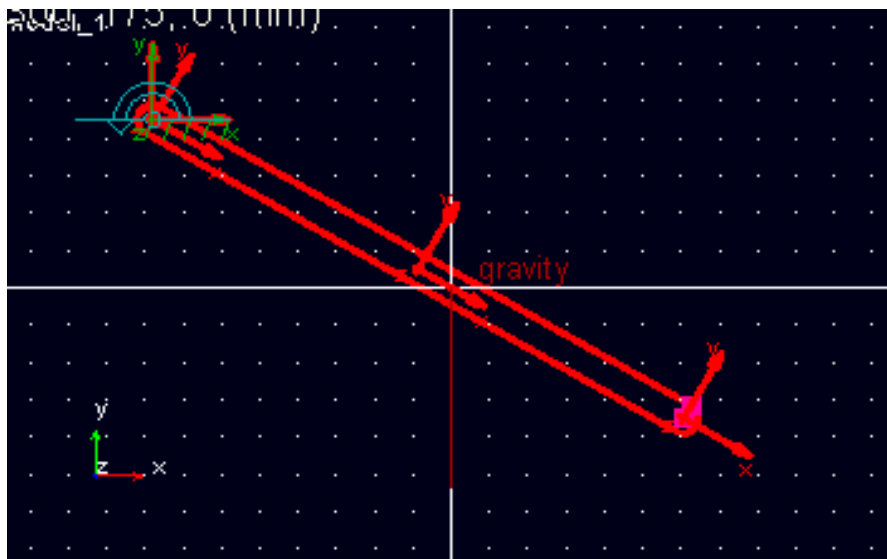


Figura 4. Modelo del péndulo completo

La construcción del modelo ya está completa.

A continuación vamos a establecer y ejecutar una simulación.

1.8. Configuración de medida de la fuerza que soporta el eje en un punto.

- Haga clic en la articulación de revolución en el extremo izquierdo superior de la barra con el botón derecho del ratón y seguir el menú desplegable de la derecha para el conjunto: medida **JOINT_1** y seleccionar.
- Seleccione las características de entrada de la Fuerza y magnitud.
- Haga clic en **Aceptar**.

Una ventana gráfica llamada **JOINT_1_MEA_1** aparece. Aquí es donde la fuerza de reacción se mostrará durante la simulación y la animación.


1.9. Ejecutar la simulación.


- Haga clic en el icono de la simulación  en la caja de herramientas. Para **End Time, 0.5** y para **Steps, 50**.



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams

Aplicación a Sistemas de Rodamiento

2. Haga clic en el icono de **Play** .

3. Cuando la simulación termina, haga clic en el icono de **Rewind** .

1.10. Encontrar la fuerza que soporta el apoyo.

1. Haga clic en un área en blanco dentro de la ventana de la medición con el botón derecho del ratón y seguir menú de la derecha. Seleccione **Transfer to full plot**. La ventana gráfica de Adams se abre en sustitución de la pantalla de modelado.

2. Ahora ve a la ventana gráfica y seleccione la opción de seguimiento .

Puesto que sabemos que las condiciones iniciales se cumplen en el inicio de la simulación, mueva el cursor sobre el punto de partida de la trama. En la parte superior de la ventana, X se mostrará como 0 e Y, que es la fuerza sobre el eje, se mostrará. Esa es su respuesta (que se muestra en la Figura 5).

Éstos son los resultados de mi simulación ADAMS:

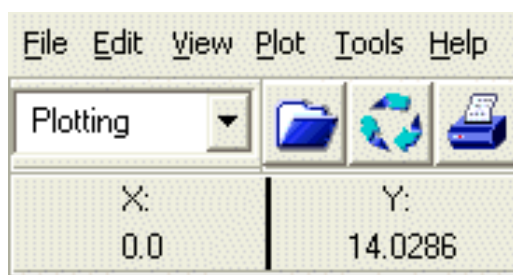


Figure 5. Resultados que se muestran

Compararlo con los resultados analíticos.

3. Para volver a la pantalla de modelado, ir al comando **Archivo** del menú y seleccione **Cerrar la ventana**.

1.11. Guardando su sesión de modelado.

1. Bajo el comando **Archivo** del menú, seleccione **Guardar como...**
2. En el campo de texto junto a **Nombre de archivo**, escriba el nombre que desea dar a este modelo, por ejemplo, el **péndulo**.
3. Seleccione **Aceptar**.

Un archivo binario ADAMS se crea.

Ejemplo 2: Leva

Introducción:

Este laboratorio ADAMS le dará a conocer las siguientes habilidades:

- Creación de cuerpos rígidos
- La creación de splines
- Creación de las articulaciones y las condiciones de contacto
- Creación y funcionamiento de las simulaciones
- Análisis de los resultados

Problema:

El mecanismo de leva que será creado, analizado, animado, y se representa en este laboratorio se muestra aquí.

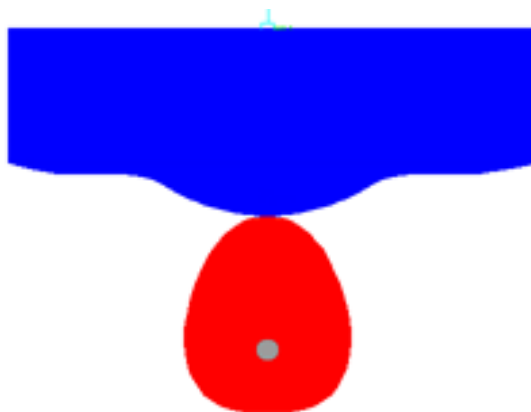


Figura 6. Esquema de la leva

Esquema del mecanismo de Cam: El modelo consta de 3 partes (incluidas las aguas subterráneas), 1 de revolución conjunta, 1 de traslación conjunta, 1 movimiento, y varios marcadores.

Procedimiento:

2.1. Iniciar ADAMS.

1. Iniciar ADAMS/View. El cuadro de diálogo aparece como se muestra en la Figura 7.
2. Bajo el título "¿Cómo le gustaría proceder?", seleccione **Crear un nuevo modelo**. Verificar el campo de texto de gravedad que se establece normal a la Tierra (-GlobalY). Compruebe que el campo de texto se establece en Unidades de **MMKS - mm, kg, n, s, gr**. Seleccione **Aceptar**.

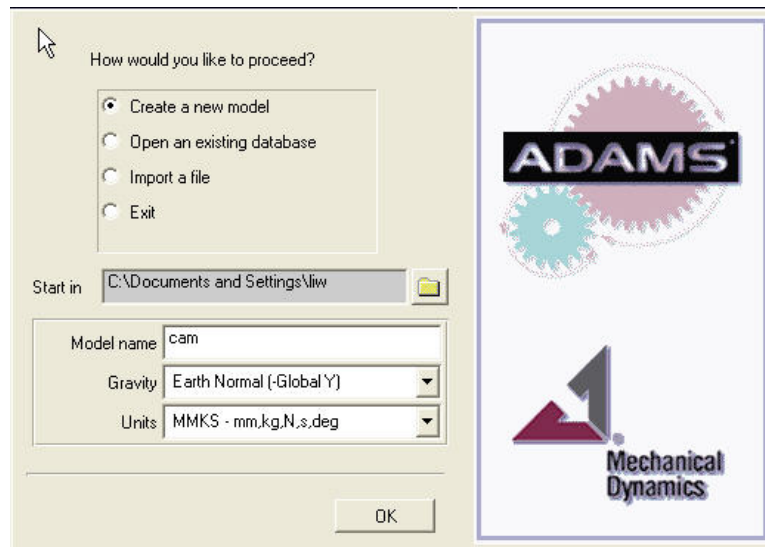


Figura 7. Ventana de inicio a ADAMS

2.2. Configuración del entorno de modelado.

1. El espaciamiento de la malla tiene que ser restablecido a una resolución más alta para este modelo. Ir a la **configuración** en el menú desplegable en la parte superior de la ventana de Adams y seleccione la **cuadrícula de Trabajo**.
2. En los campos de texto **espaciado**, introducir **10mm** en **X** e **Y**. Haga clic en **Aceptar**. El espacio entre puntos de la cuadrícula se establece ahora en 10 mm.

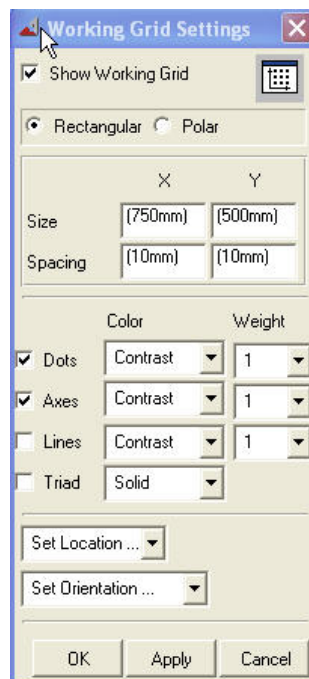




Figure 8. Configuración de la red de trabajo



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento

3. Haga clic en el icono **Seleccionar** . El panel de control de vistas aparece en la caja de herramientas.

4. Haga clic en el icono de **Zoom dinámico**. 
Ahora haga clic y mantenga con el botón izquierdo del ratón en cualquier lugar dentro de la ventana de modelado. Mueva el ratón hacia arriba para acercar y moverlo hacia abajo para reducirla.

2.3. Hacer la parte de la leva.

1. Cambie a la ventana de vista principal. Mostrar la ventana de coordenadas (presione F4) para supervisar las coordenadas de la posición del ratón.

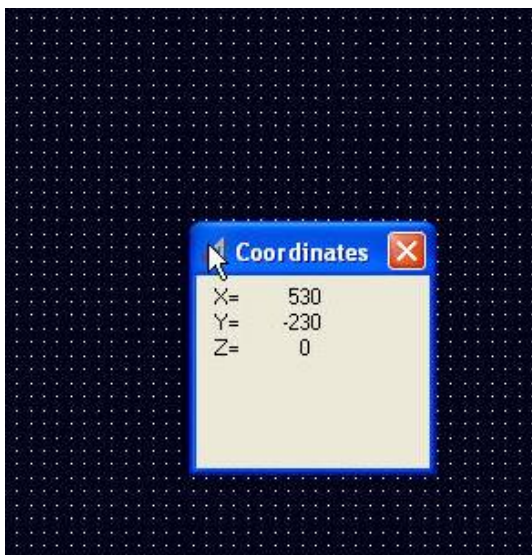



Figura 9. Coordenadas

2. Haga clic en la paleta de piezas en la tabla de herramientas con el botón derecho del ratón.



3. Haga clic en el siguiente icono  (spline) con el botón izquierdo del ratón.
4. En la parte inferior de la caja de herramientas, verificar en el campo de texto que se establece en la **parte nueva**. Haga clic en la casilla situada junto a la palabra **Cerrado** para seleccionar una spline cerrada.
5. Ahora, haga clic con el botón izquierdo del ratón sobre cada uno de los 13 puntos de la tabla de abajo.



Modelado y Simulación de Mecanismos con MSC.Adams Aplicación a Sistemas de Rodamiento

Tabla anexo B.1. Puntos para la creación del perfil de la leva

Puntos	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
X	0	-50	-70	-80	-70	-50	0	50	70	80	70	50	0
Y	0	-30	-70	-120	-160	-180	-190	-180	-160	-120	-70	-30	0
Z	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

6. Tenga en cuenta que el primer punto y el último punto tienen las mismas coordenadas para crear una spline cerrada.

7. Después de que los 13 puntos son seleccionados, haga clic con el botón derecho del ratón para crear la spline cerrada. Un cuadro de alerta aparecerá, un aviso de que la parte no tiene masa. Cierre el aviso.

La parte de la leva completa se crea, como se ilustra en la Figura 10. Si una parte de la geometría no coincide con la ilustración, se puede arreglar haciendo clic y arrastrando cualquiera de los “puntos calientes” (cajas rectangulares) a su ubicación correcta.

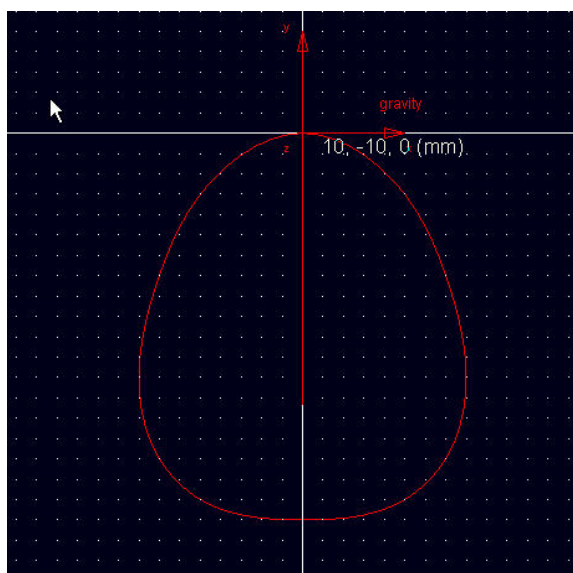



Figura 10. Spline cerrada

2.4. Creación de un conjunto de revolución.

1. Haga clic en el icono de **juntas** en la tabla de herramientas y seleccione la siguiente junta de rotación: el icono **de revolución** 
2. Compruebe que en el campo de texto **Construcción** se lee **1Ubicación y Normal a la cuadrícula**.
3. Sitúe el cursor sobre el punto de la cuadrícula **(0, -130, 0)** y haga clic con el botón izquierdo del ratón.
4. Una articulación entre la parte de la leva y el suelo se crea en ese lugar, como se ilustra en la Figura 11.

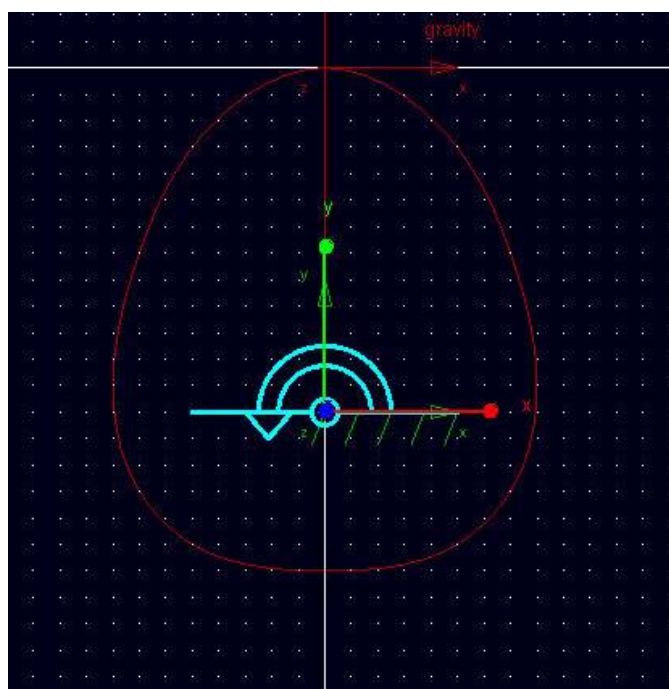



Figura 11. Conjunto de revolución

2.5. Creación de la parte del seguidor.

La parte seguidor se compone de dos elementos geométricos: spline abierta y una caja.

2.5.1. Crear el elemento spline abierta:

1. Seleccione la spline de icono 

2. En la parte inferior de la tabla de herramientas, verifique que la elección **Cerrado** no está seleccionada, ya que se va a crear una spline abierta.
3. Ahora, haga clic con el botón izquierdo del ratón sobre cada uno de los 11 puntos que aparecen en la tabla de abajo.

Tabla Anexo B.2. Puntos para la creación del seguidor

Puntos	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
X	-250	-200	-150	-100	-50	0	50	100	150	200	250
Y	50	40	40	30	10	0	10	30	40	40	50
Z	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

4. Después de los 11 puntos seleccionados, haga clic con el botón derecho del ratón para crear la spline abierta. Un cuadro de alerta aparecerá, un aviso de que la parte no tiene volumen. Cierra el cuadro. El spline abierta se crea como se muestra en la Figura 6. Una vez más, los "puntos calientes" pueden ser utilizados para modificar la geometría de la spline.

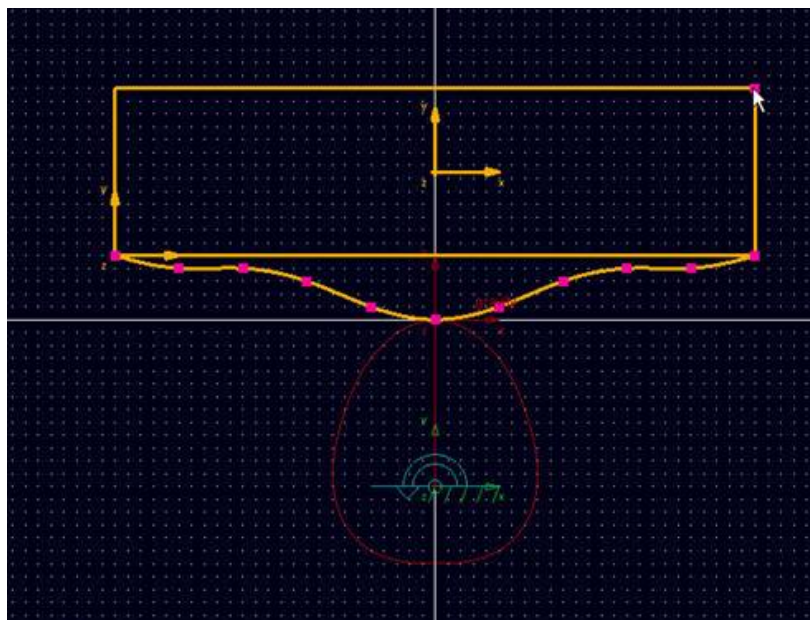



Figura 12. Spline Abierta

2.5.2. Crear el elemento cuadrado:

1. Seleccione el **cuerpo rígido: Caja** desde el siguiente botón de la tabla de herramientas 
herramientas
2. En el menú desplegable, seleccione **Agregar a la parte**.
3. Haga clic en la **spline abierta** en la ventana de ADAMS para seleccionar la parte a añadir.
4. Ahora defina las esquinas de la caja. Sitúe el cursor en el extremo izquierdo de la spline abierta **(-250, 50,0)**.
5. Haga clic y arrastre hacia arriba y hacia la derecha hasta la esquina superior derecha de la caja, se encuentra en las coordenadas **(250, 180,0)**. Suelte el botón del ratón. El elemento se crea, como se ilustra en la Figura 13.

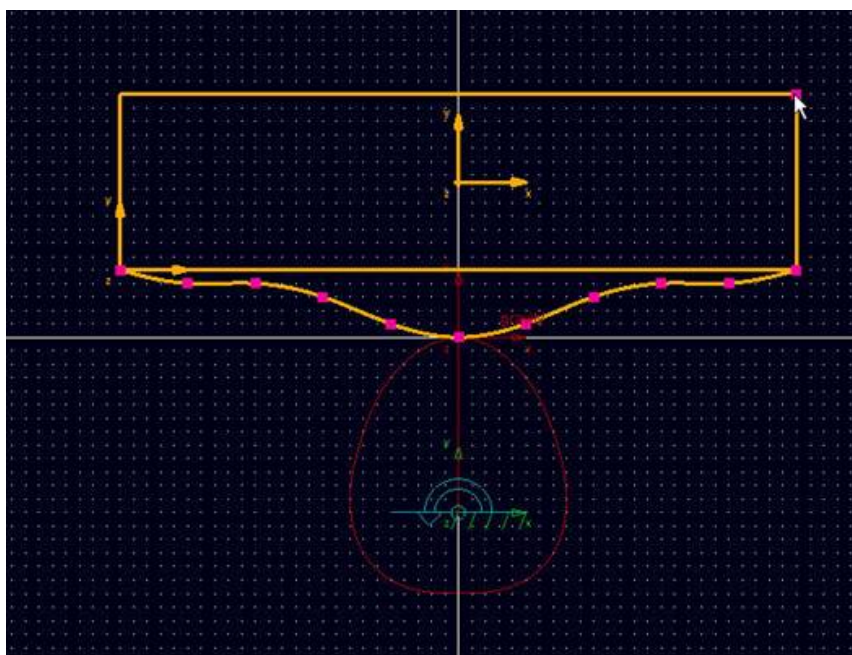



Figura 13. Conjunto de spline abierta y caja

2.6. Adición de un conjunto de traslación.

Ahora cree un conjunto de traslación entre la parte seguidor y la parte de tierra.

1. Haga clic en el icono de **juntas** en la tabla de herramientas con el botón derecho del ratón.
2. Seleccione la junta traslacional, icono 

3. Compruebe que en los campos esta seleccionado **1Location** y **Pick Feature**.
4. Sitúe el cursor sobre el punto de la cuadrícula **(0, 160,0)** y haga clic con el botón izquierdo del ratón. Aquí es donde se encuentra la junta de traslación.
5. Ahora, mueva el cursor a lo largo del eje. Aparece una flecha que marca la dirección de traslación. Asegúrese de que la flecha es paralela al eje Y. Esta flecha determina la dirección de la articulación de traslación. Haga clic en el botón izquierdo del ratón.
6. Una articulación entre la parte seguidor y el suelo se crea, como se ilustra en la Figura 14.

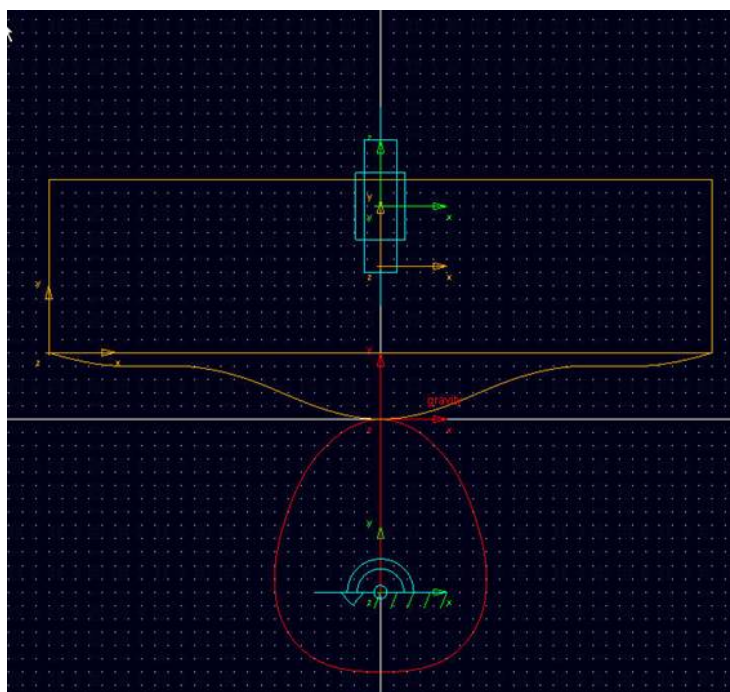



Figura 14. Conjunto traslacional

2.7. Adición de una curva, la curva de restricción.

1. Haga clic en el icono de juntas en la tabla de herramientas y seleccione **Cam** (curve-on-curve), el icono .
2. Haga clic en la parte de la leva, y luego haga clic en la parte spline de la parte seguidor. Una curva de restricción de contacto se crea como se muestra en la Figura 15.

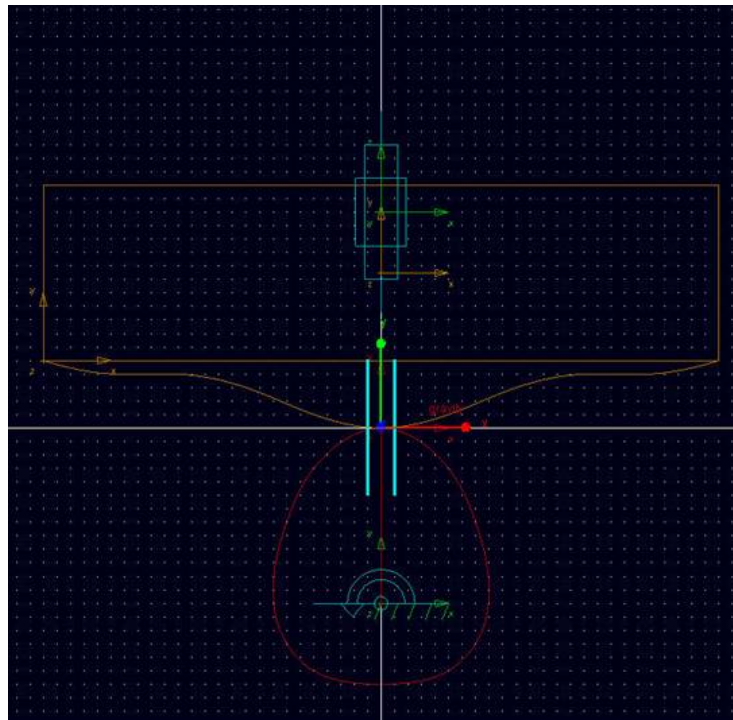


Figura 15. Curva de contacto leva-seguidor

2.8. Creación de una restricción de movimiento.

Todas las piezas han sido creadas y las limitaciones añadidas. El siguiente paso es agregar un controlador de movimiento de rotación de las revoluciones que especifica una rotación constante por segundo de la leva.

1. Seleccione el icono de **Movimiento de rotación** de la tabla de herramientas.
2. En el campo de texto de **velocidad**, que ahora aparece, introduzca **360d** (360 grados por segundo).
3. Haga clic en la articulación de revolución en la parte CAM con el botón izquierdo del ratón. Una flecha de movimiento grande aparece alrededor de la articulación de revolución en la parte de la leva, como se muestra en la Figura 16.

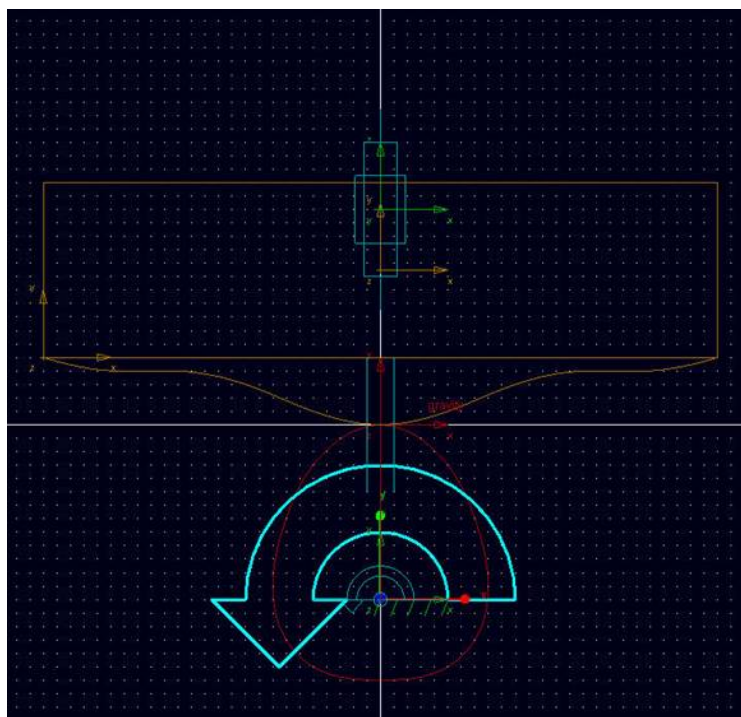




Figura 16. Conjunto de movimiento de rotación

2.9. Verifique el modelo.

El paso de verificación del modelo es una manera de encontrar errores en la definición del modelo. ADAMS revisa las condiciones que pueden conllevar errores, tales como las juntas mal alineadas, sin restricciones partes o piezas sin masa en sistemas dinámicos, y le advierte de otros posibles problemas en el modelo.

1. En la esquina inferior derecha de la pantalla de modelado, haga clic en el icono de

Información  con el botón derecho del ratón. La paleta de información aparece.

2. Haga clic en el icono de **verificación** . La **ventana de información** aparece.
3. Después de ver que el modelo se ha verificado correctamente, haga clic en el botón Cerrar en la esquina superior derecha para cerrar la ventana de información.

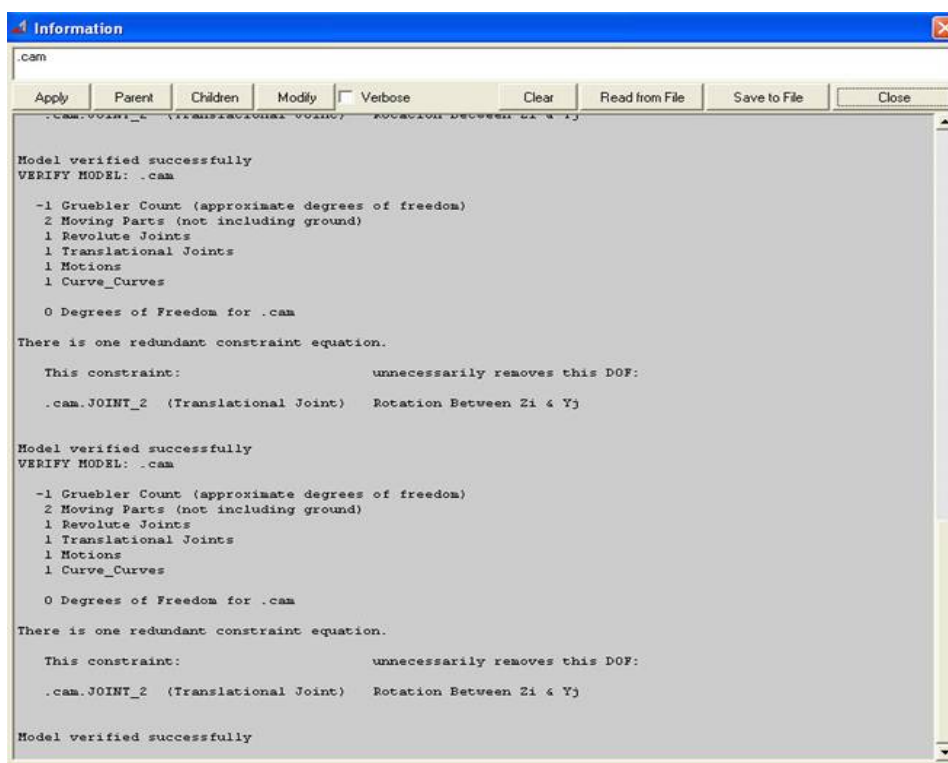


Figura 17. Verificar el modelo

El modelo terminado debe ser similar a la imagen de abajo:

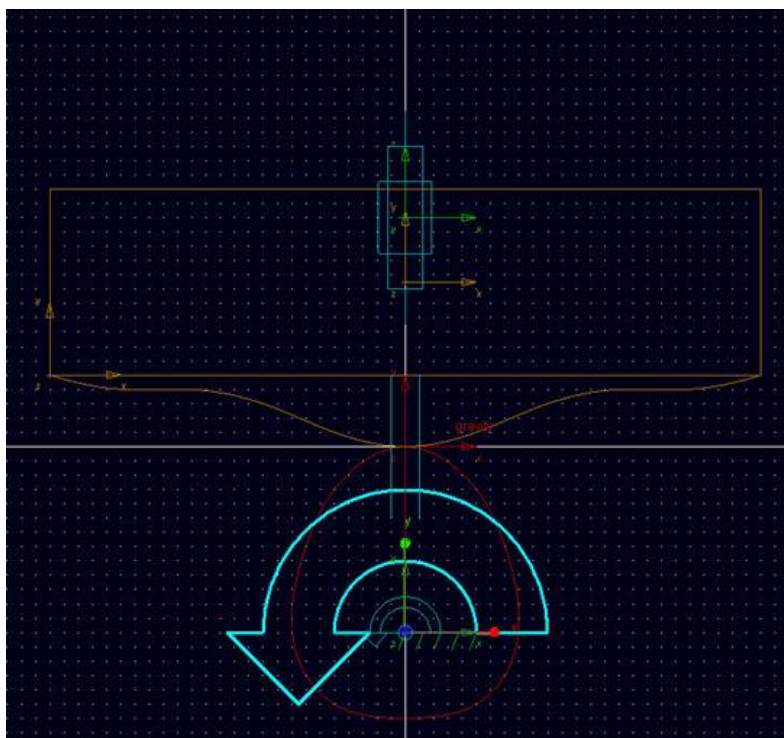


Figura 18. Modelo leva completo

La construcción del modelo ya está completada.

2.10. Establecer y ejecutar una simulación.

2.10.1. Establecer medidas.

1. Seleccione la parte seguidor haciendo clic sobre él en la ventana de modelado ADAMS con el botón izquierdo del ratón. La parte se resalta.
2. Haga clic en la parte seguidor y elegir la medida.
3. Seleccione **posición de CM** para el campo de texto **Características** y seleccione **Y** para la entrada de **componentes** para medir el desplazamiento en la dirección Y.
4. Haga clic en **Aplicar**. Una ventana gráfica aparece. Aquí es donde los datos se mostrará.
5. Ahora repita este procedimiento, seleccionando **velocidad de CM** para **característicos**.
6. Repita este procedimiento una vez más para la **aceleración de CM**. Una ventana nueva de gráfico aparecerá para cada nueva medida.
7. Una vez creadas las tres ventanas de gráfico, haga clic en **Cancelar** para cerrar el cuadro de diálogo Medida de pieza.

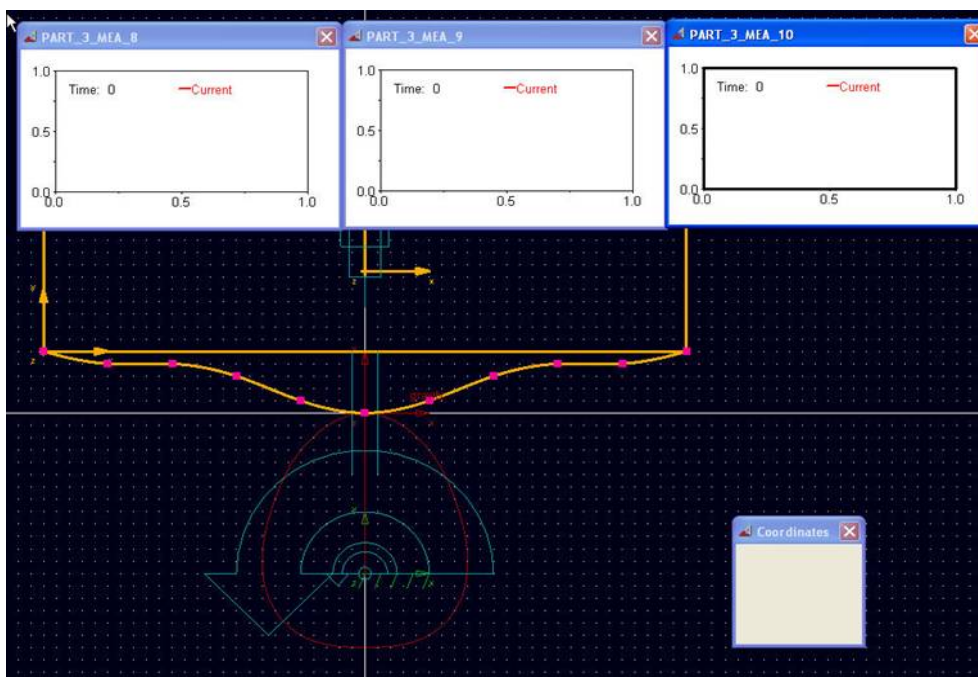





Figura 19. Medida del seguidor

2.11. Ejecutar la simulación.

1. Haga clic en el icono de la **simulación**  en la tabla de herramientas. Para **End Time**, 1 y para **Steps**, 50.
2. Haga clic en el icono de **Play** . Los datos correspondientes deben ser trazados en cada gráfica.
3. Cuando la simulación termina, haga clic en el icono de **Rewind** .

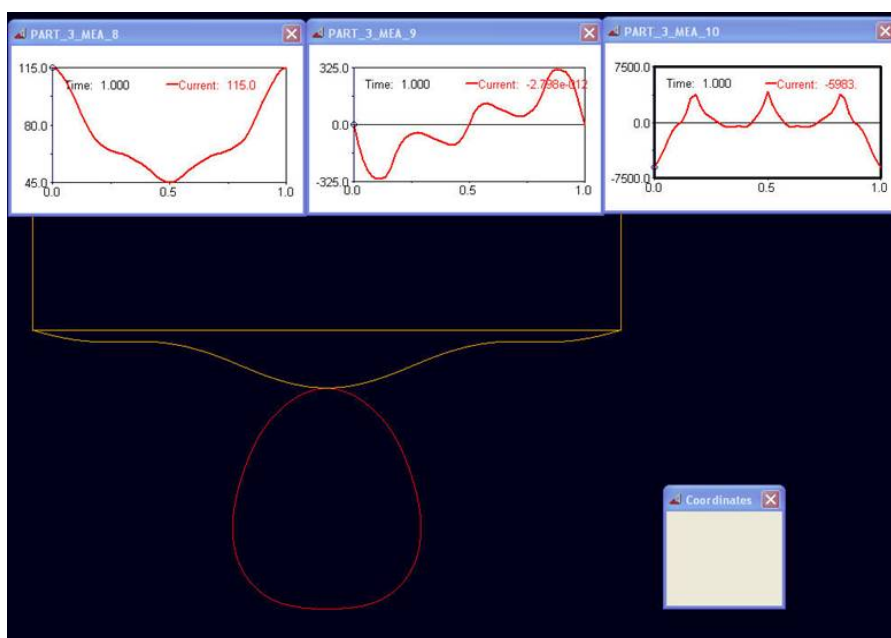


Figura 20. Resultados de la simulación

2.12. Representación gráfica de los resultados.

1. En cada una de las ventanas de gráfico, una parcela que corresponde a cada una de las medidas establecidas anteriormente aparece.
2. Para obtener una visión más exacta de una gráfica, haga clic en un área en blanco dentro de la ventana pequeña con el botón derecho del ratón y seguir el menú de la derecha. Seleccione **Transfer to Full Plot**. La ventana gráfica se abre en ADAMS, en sustitución de la pantalla de modelado. Para volver a la pantalla de modelado, ir al comando **Archivo** del menú desplegable y seleccione **Volver al modelado**.



2.13. Guardando su sesión de modelaje.

1. Bajo el comando **Archivo** del menú, seleccione **Guardar como...** Aparece el cuadro que se muestra en la Figura 21.
2. En el campo de texto junto a **Nombre de archivo**, escriba el nombre que desea dar a este modelo, por ejemplo, **leva**.
3. Seleccione **Aceptar**. Un archivo binario ADAMS se crea.

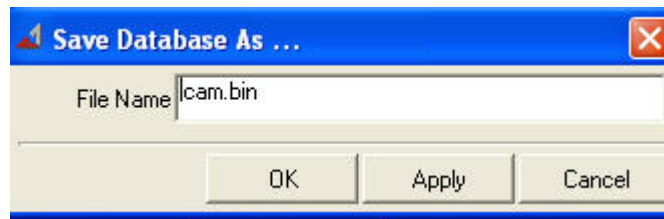


Figura 21. Save Database As...

2.14. Salir de ADAMS.

1. Seleccione **Salir** desde el comando **Archivo** del menú en la ventana principal de modelado de ADAMS.

Ejemplo 3: Mecanismo deslizando.

Problema:

Vamos a considerar el mecanismo deslizando como se muestra en la Figura 22, que consiste en un cuerpo rígido y dos pistones, todos conectados por articulaciones de traslación y de revolución. Los pistones se deslizan sobre dos planos unidos a tierra sin fricción que son perpendiculares y paralelos al eje horizontal, respectivamente.

En el mecanismo deslizando que se muestra en la Figura 22, los dos extremos de la barra AB están conectados por las articulaciones de revolución A y B, en los centros de masa de los pistones. Esto resulta en un movimiento plano general de la barra AB, y los movimientos de traslación de los pistones sobre las guías que hacen como tierra EC y ED. La barra y los pistones, con una longitud y anchura que se muestra en la figura, tienen idéntico espesor de 20 cm y están hechos de acero. Inicialmente, el enlace AB se basa en una posición que se muestra en la Figura 22 (se debe poner O en el origen de coordenadas).

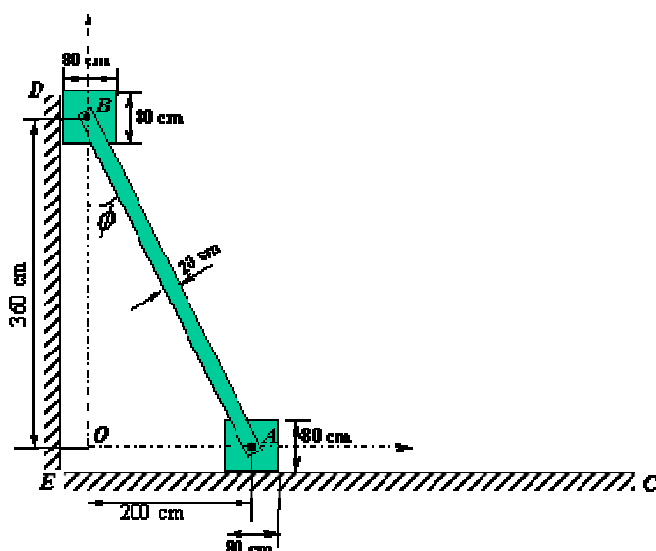


Figura 22. Mecanismo deslizando

Simulación 1:

1. La velocidad angular de la barra AB cuando $\phi = 60$ grados.
2. Componentes en x-y de la fuerza de reacción en el nudo A.

Simulación 2:

Una fuerza constante de 4000 N apuntando a la izquierda se aplica sobre el pistón en el plano horizontal. Rehacer la simulación de las preguntas 1 y 2 en la simulación 1.

Solución:

La salida del modelo se presenta en la Figura 23.

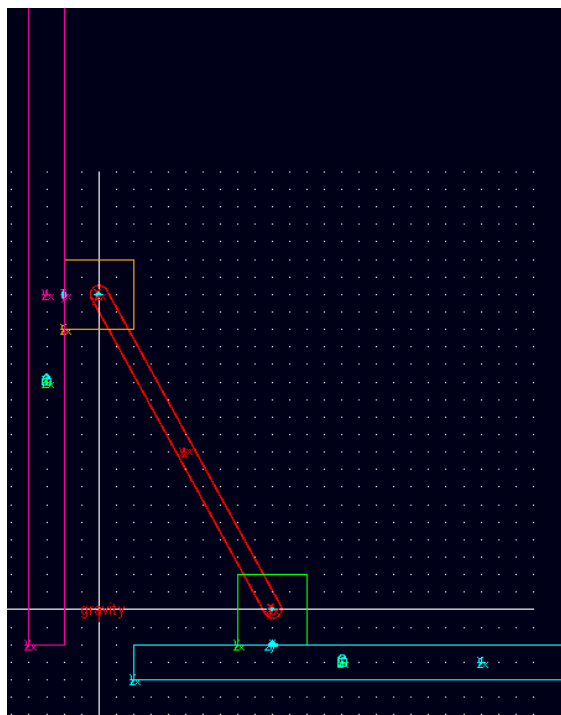


Figura 23. Modelo de la corredera del mecanismo

Simulación 1:

El ángulo de entre la vertical y la barra AB se muestra como una función del tiempo y se representa en la figura 24. Mediante el uso de herramientas de seguimiento, podemos localizar el punto de tiempo correspondiente a $\phi = 60$ grados, que es de 0,84 s.

La velocidad angular de la barra AB como una función se representa en la Figura 25, de la que podemos encontrar la velocidad angular es de 81 grados/segundo a 0.84 s.

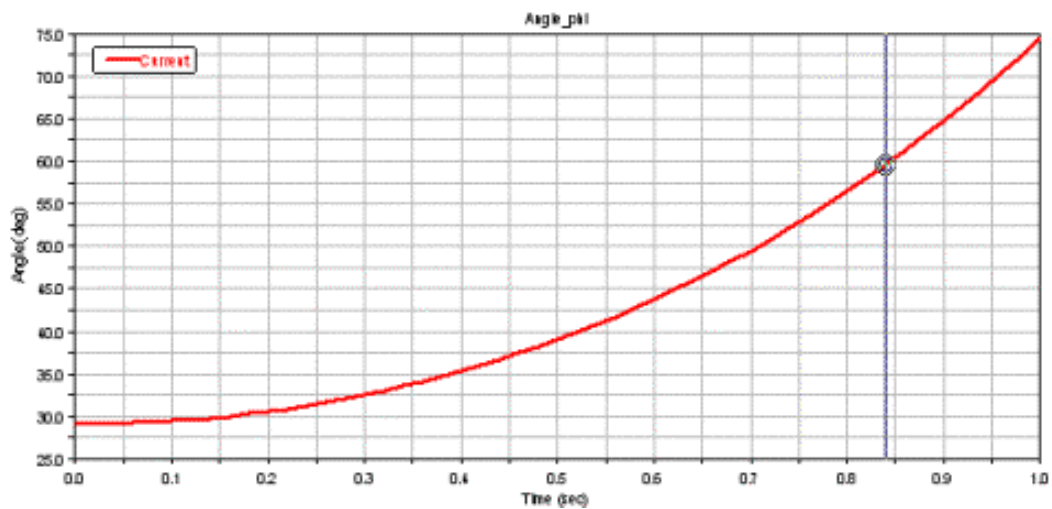


Figura 24. El ángulo Φ como una función del tiempo

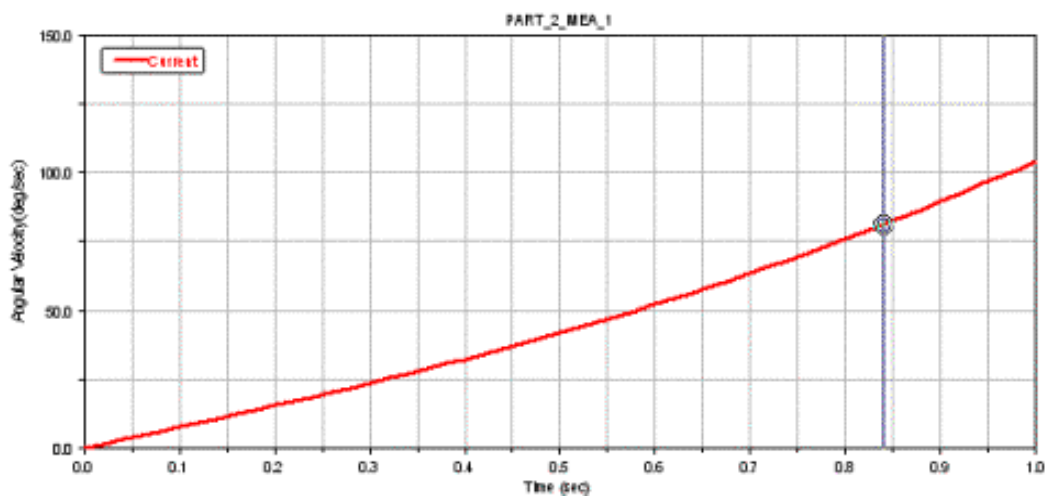


Figura 25. La velocidad angular de la barra AB en función del tiempo

Las componentes en x-y de la fuerza de reacción en el nudo A se representan en las figuras 26 y 27.

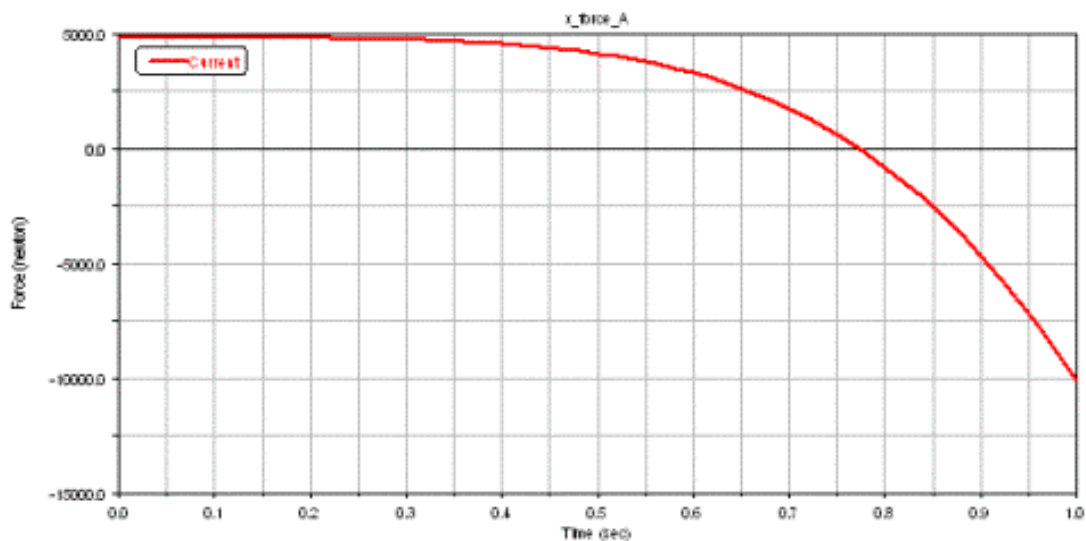


Figura 26. La componente x de la fuerza de reacción a un conjunto como una función del tiempo

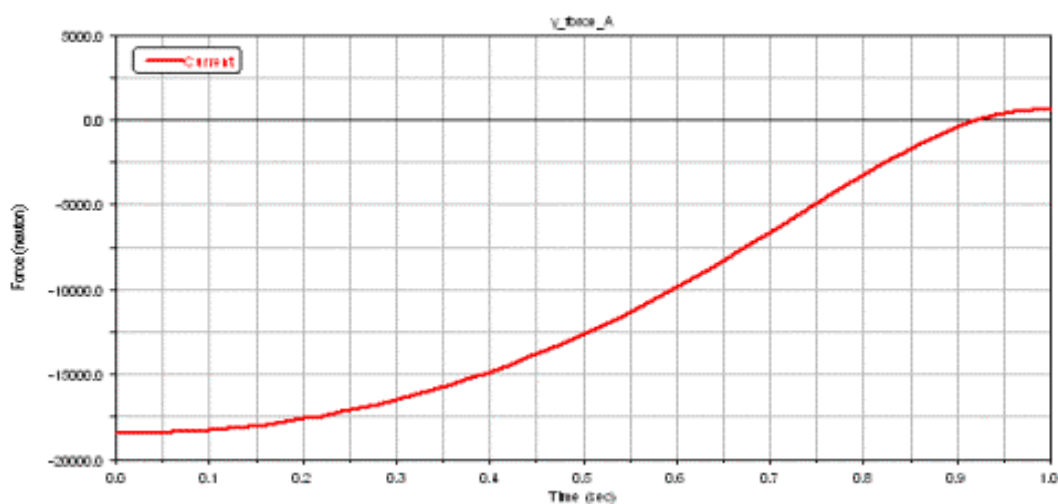


Figura 27. La componente y de la fuerza de reacción a un conjunto como una función del tiempo

Simulación 2:

La impresión del modelo con la fuerza aplicada se muestra en la Figura 28.

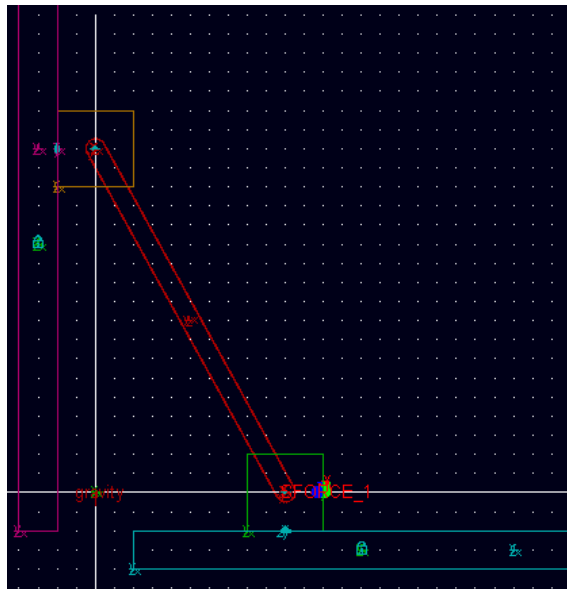


Figura 28. La impresión del modelo de la corredera del mecanismo con una fuerza constante de 4000 N aplicada sobre el pistón inferior

El ángulo Φ como una función de tiempo se representa en la Figura 29. Mediante el uso de la herramienta de seguimiento, podemos localizar el punto de tiempo correspondiente a $\phi = 60$ grados, que es 1,056 s.

La velocidad angular de la barra AB como una función se representa en la Figura 30, de la que podemos encontrar la velocidad angular es de 69,5 grados/s a 1,056 s.

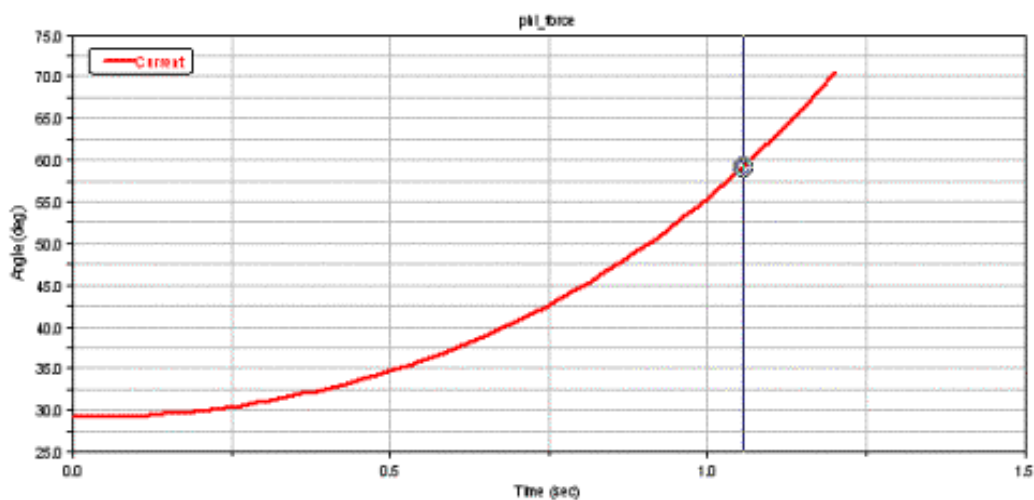


Figura 29. El ángulo Φ como una función del tiempo

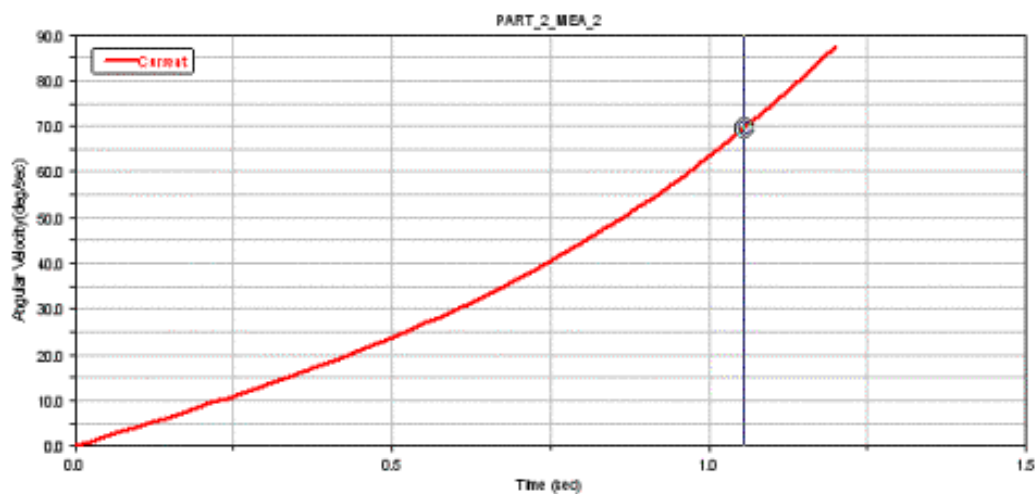


Figura 30. La velocidad angular de la barra AB en función del tiempo

Las componentes en x-y de la fuerza de reacción en el nudo A se representan en las figuras 31 y 32.

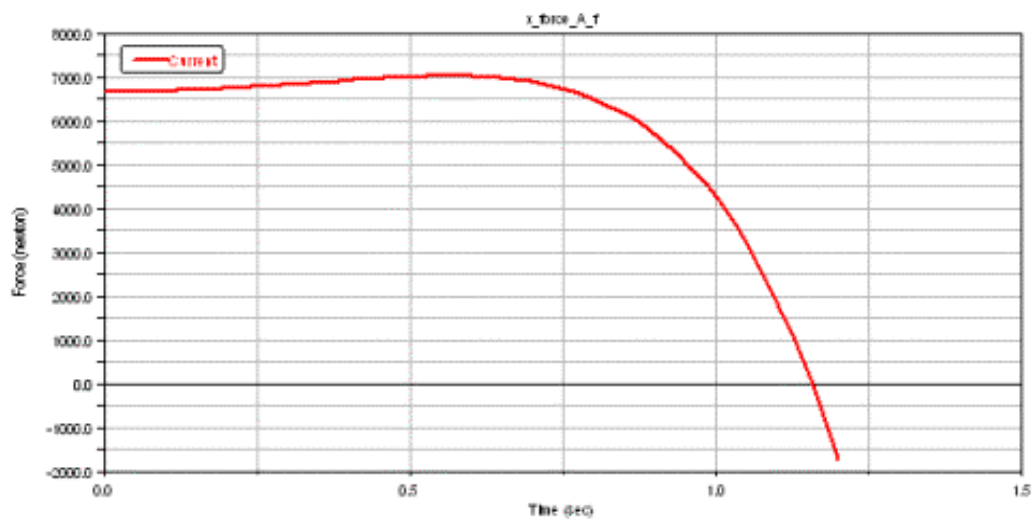


Figura 31. La componente x de la fuerza de reacción a un conjunto como una función del tiempo

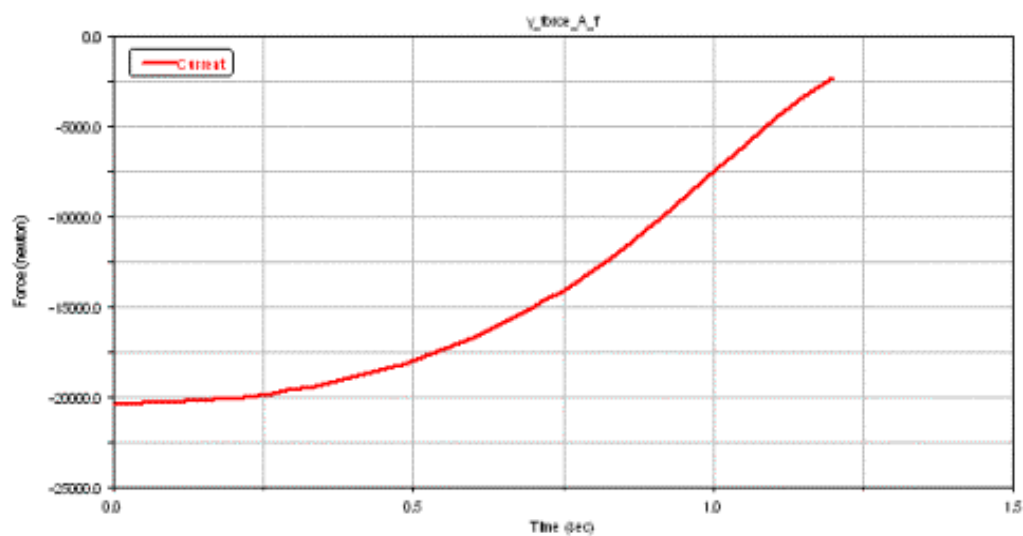


Figura 32. La componente y de la fuerza de reacción a un conjunto como una función del tiempo